

# **System zur automatischen Reifendruckeinstellung bei Traktoren**

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Dipl.-Ing. Jan Carsten Wieckhorst

geboren in: Uelzen

eingereicht am: 07.06.2018

mündliche Prüfung am: 28.11.2018

Vorsitz: Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay

Gutachter: Prof. Dr. Ludger Frerichs

Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Karl T. Renius

2019



## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit in der Vorentwicklung von CLAAS Traktor in Paderborn und als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge in Braunschweig.

Zunächst einmal möchte ich mich bei meinem Doktorvater und Mentor, Herrn Prof. Dr. Ludger Frerichs bedanken, der in seiner Rolle als Leiter des Instituts die Betreuung meiner Promotion übernommen hat. Mein herzlicher Dank gilt Herrn Prof. Dr. Frerichs ferner für das entgegengebrachte Vertrauen, die Möglichkeit am Institut auch in der Lehre tätig zu sein sowie die vielen wertvollen Tipps und Hinweise in allen fachlichen und überfachlichen Belangen.

Mein herzlicher Dank gilt außerdem Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Karl T. Renius für die Übernahme des Korreferats, die Durchsicht meiner Arbeit und die wertvollen Tipps und Anregungen. Weiterhin bedanke ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükay für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission. Ferner möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Thorsten Lang dafür bedanken, dass er ein Konzept erarbeitet hat, um das strukturierte Doktorat der TU Braunschweig mit einer Industriepromotion zu kombinieren.

Ich möchte mich außerdem bei allen aktuellen und ehemaligen Kollegen des Instituts für die angenehme Arbeitsatmosphäre bedanken. Besonderer Dank gilt Herrn Ralf Titz, Herrn Dr.-Ing. Lars Thielke und Herrn Jan Roesler für die Unterstützung beim Aufbau und Betreiben des Prüfstands.

Mein Dank gilt außerdem der Firma CLAAS für die Unterstützung meiner Promotion. Ich danke all meinen Kollegen bei CLAAS Traktor in Frankreich und Deutschland für die vielen hilfreichen Diskussionen und Anregungen. Ich danke Herrn Dr.-Ing. Hagen Adam für das entgegengebrachte Vertrauen. Bei Herrn Dr.-Ing. Thomas Fedde möchte ich mich besonders herzlich für die Betreuung meiner Promotion seitens CLAAS bedanken. Ferner möchte ich mich bei Herrn Uwe Sensel, Herrn Manfred Kirchhoff, Herrn Heiko Graf, Herrn Dr.-Ing. Viktor Kloster, Herrn Christian Herwing, Herrn Dietmar Schulte, Herrn Stefan Meyer und Herrn Udo Köster für die Unterstützung bedanken. Mein Dank gilt außerdem den anderen Doktoranden in der Vorentwicklung von CLAAS Traktor in

Paderborn, Christian Birkmann und Michael Peeters, für das freundschaftliche Miteinander und die hilfreichen Diskussionen zu fachlichen und überfachlichen Themen.

Meinen lieben Eltern und meinen lieben Schwestern danke ich für die Unterstützung und den Zusammenhalt, insbesondere in Zeiten schwerer Schicksalsschläge innerhalb unserer Familie. Emma, meiner lieben Ehefrau, danke ich für die liebevolle Unterstützung und die Geduld, wenn sich Arbeitsspitzen in Landtechnik, Landwirtschaft und Wissenschaft mal wieder überlagerten. Harald, meinem lieben Geschäftspartner in der Landwirtschaft, danke ich für das Vertrauen, die Unterstützung, die familiäre Freundschaft und die tolle Zusammenarbeit.

Paderborn, im März 2019

Jan Wieckhorst

*„Taten, nicht Tinte!“*

- Max von Eyth -



## **Kurzfassung**

Eine Reifendruckanpassung wirkt sich in mehrfacher Hinsicht auf das Betriebsverhalten eines Traktors bei Feldarbeiten aus. Neben der Bodenschonung und dem Traktionswirkungsgrad werden auch der Komfort und die Fahrsicherheit durch den Reifendruck beeinflusst. Bei der Einstellung des Reifendrucks ist zu beachten, dass die Reifentragfähigkeit vom Reifendruck abhängt. Für die Optimierung des Traktionswirkungsgrads durch eine Reifendruckanpassung gilt ein möglichst niedriger Reifendruck als wirkungsgradgünstig. Die Analyse bestehender Forschungsarbeiten zeigt, dass ein möglichst niedriger Reifendruck bei Feldarbeiten nicht notwendigerweise zu maximalem Traktionswirkungsgrad führt. Der optimale Reifendruck hängt von den gegebenen Einsatzbedingungen ab.

Um das volle Potential der Reifendruckanpassung zur Wirkungsgradsteigerung zu nutzen, wird in dieser Arbeit ein System zur automatischen Einstellung des Reifendrucks erarbeitet, prototypisch aufgebaut und untersucht. Der Algorithmus des Systems bewertet unterschiedliche Reifendrucke anhand von Reifen-Boden-Kennlinien. Als Grundvoraussetzung für die Funktionalität des Systems wird eine neuartige Sensorik für Traktionsparameter aufgebaut, kalibriert und in einem Versuchstraktor in Betrieb genommen.

Die Ergebnisse aus dem Traktoreinsatz auf dem Feld bestätigen die aus dem Stand der Forschung bekannte Beobachtung, dass der minimal zulässige Reifendruck nicht notwendigerweise zu maximalem Traktionswirkungsgrad führt. Die Ermittlung des wirkungsgradoptimalen Reifendrucks durch den Algorithmus bei homogenen Einsatzbedingungen funktioniert. Die Optimierung des Traktionswirkungsgrads bei heterogenen Einsatzbedingungen hingegen birgt ein Risiko für Fehlbewertungen, verursacht durch das Vermischen unterschiedlicher Bodentypen durch den Algorithmus in einer Reifen-Boden-Kennlinie. Dies sollte in weiterführenden Arbeiten aufgegriffen und untersucht werden.





## **Abstract**

The tire inflation pressure of a tractor has an impact on several aspects of its performance in field applications. It has an influence on soil protection and tractive efficiency as well as comfort and safety. When adjusting the tire inflation pressure, one must take into consideration the fact that the tire load capacity is dependent on the tire inflation pressure. According to a common best practice, the lowest permissible tire inflation pressure leads to maximal tractive efficiency. However, analyzing scientific publications on the impact of the tire inflation pressure on the field performance of a tractor shows that this is not always the case. In fact, the optimal tire inflation pressure is dependent upon the working conditions.

In order to increase efficiency to its full potential by adopting the tire inflation pressure, a system for the automatic adjustment of the tire pressure is developed, prototypically designed and analyzed. The algorithm of the system evaluates different tire pressures based on tire-soil-maps. As a prerequisite for the functionality of the system, a novel sensor for traction parameters is set up, calibrated and put into operation in a test tractor.

The results from the field tests confirm the observation from the current state of research that minimum permissible tire pressure does not necessarily lead to maximum tractive efficiency. The evaluation of different tire pressures by the algorithm under homogeneous working conditions has demonstrated that the system for the automatic adjustment of the tire pressure works as expected. However, the optimization of the tractive efficiency under heterogeneous working conditions imposes some risks for wrong evaluation, which is caused by the algorithm blending different soil types into one tire-soil-map. This should be pursued in further work.



---

## Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen und Indizes .....</b>	<b>XI</b>
<b>Abkürzungen .....</b>	<b>XXI</b>
<b>1. Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Hintergrund.....	1
1.2 Aufbau der Arbeit.....	3
<b>2. Technologische Grundlagen und Stand der Forschung.....</b>	<b>5</b>
2.1 Terramechanik.....	5
2.1.1 Traktionsparameter .....	5
2.1.2 Aspekte der Bodenkunde .....	12
2.1.3 Modellierung der Terramechanik .....	16
2.2 Der Standardtraktor .....	19
2.2.1 Antriebstrang und Geräteschnittstellen von Standardtraktoren..	20
2.2.2 Kräfte am Traktor .....	25
2.2.3 Ballastierung und Bereifung von Standardtraktoren .....	30
2.3 Reifendruckregelanlagen für Standardtraktoren .....	35
2.3.1 Technische Lösungen zur Reifendruckeinstellung.....	36
2.3.2 Forschungsarbeiten zur Reifendruckeinstellung .....	40
2.4 Sensorik zur Erfassung von Traktionsparametern .....	45
<b>3. Zielsetzung und Methode .....</b>	<b>49</b>
3.1 Formulierung der Forschungsfrage .....	49
3.2 Vorgehensweise bei der Beantwortung der Forschungsfrage.....	52
3.3 Verfahren zur Optimierung des Traktionswirkungsgrads.....	54
3.4 Erforderliche Sensorik für die automatische Reifendruckeinstellung ..	56
<b>4. Traktionssensorik auf dem Prüfstand und im Traktor .....</b>	<b>63</b>
4.1 Sensorik für Traktionsparameter zur Umsetzung der Regelstrategien .	63

4.2	Prüfstand zur Kalibrierung und Validierung der Traktionssensorik .....	72
4.3	Untersuchung der Sensorik in einem Versuchstraktor .....	79
<b>5.</b>	<b>Modellierung und Einstellalgorithmus .....</b>	<b>89</b>
5.1	Streckenmodell des Traktors und der Terramechanik .....	90
5.2	Algorithmus zur automatischen Einstellung des Reifendrucks .....	95
<b>6.</b>	<b>Ergebnisse aus dem Traktoreinsatz .....</b>	<b>101</b>
6.1	Vorgehensweise bei der Durchführung und Auswertung .....	101
6.2	Fahrten auf Asphalt .....	103
6.3	Fahrten unter landwirtschaftlichen Bedingungen .....	106
6.4	Diskussion der Ergebnisse und Potenziale .....	115
<b>7.</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>121</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>125</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>137</b>

## Formelzeichen und Indizes

Zeichen	Einheit	Größe
$a_1$	-	Empirischer Parameter zur Berechnung des Triebkraftbeiwerts mit dem Reifen-Boden-Modell nach Schreiber
$a_2$	-	Empirischer Parameter zur Berechnung des Rollwiderstandsbeiwerts mit dem Reifen-Boden-Modell nach Schreiber
$b_1$	-	Empirischer Parameter zur Berechnung des Triebkraftbeiwerts mit dem Reifen-Boden-Modell nach Schreiber
$b_2$	-	Empirischer Parameter zur Berechnung des Rollwiderstandsbeiwerts mit dem Reifen-Boden-Modell nach Schreiber
$b_g$	-	Empirischer Parameter zur Berechnung des Zugkraftbedarfs von Anbaugeräten nach Schreiber
$b_G$	M	Arbeitsbreite eines Bodenbearbeitungsgeräts
$c$	N/m	Federkonstante
$c_1$	-	Empirischer Parameter zur Berechnung des Triebkraftbeiwerts mit dem Reifen-Boden-Modell nach Schreiber
$c_g$	-	Empirischer Parameter zur Berechnung des Zugkraftbedarfs von Anbaugeräten nach Schreiber
$c_{\text{Hinterrad}}$	N/m	Federkonstante des Hinterrades
$c_{\text{Kabine}}$	N/m	Federkonstante der Kabine des Traktors
$c_{\text{Sitz}}$	N/m	Federkonstante des Fahrersitzes
$c_{\text{Vorderachse}}$	N/m	Federkonstante der Vorderachsfederung des Traktors

---

$c_{\text{Vorderrad}}$	N/m	Federkonstante des Vorderrades
$d$	kg/s	Dämpfungskonstante
$d_1$	-	Empirischer Parameter zur Berechnung des Triebkraftbeiwerts mit dem Reifen-Boden-Modell nach Schreiber
$d_{\text{Hinterrad}}$	kg/s	Dämpfungskonstante des Hinterrades
$d_{\text{Kabine}}$	kg/s	Dämpfungskonstante der Kabine des Traktors
$d_{\text{Sitz}}$	kg/s	Dämpfungskonstante des Fahrersitzes
$d_{\text{Vorderachse}}$	kg/s	Dämpfungskonstante der Vorderachsfederung des Traktors
$d_{\text{Vorderrad}}$	kg/s	Dämpfungskonstante des Vorderrades
$f$	M	Hebelarm der Rollreibung
$F$	N	Kraft
$F_{\text{FB}}$	N	Gewichtskraft im Schwerpunkt des Frontballastgewichts
$F_G$	N	Gewichtskraft
$F_G'$	N	Auf die Achse eines Rades wirkende vertikale Gewichtskraft
$F_{G,h,y}$	N	Lateraler Anteil der Gewichtskraft an der Hinterachse bei der Fahrt in der Schichtlinie am Hang
$F_{G,h,y\text{-links}}$	N	Lateraler Anteil der Gewichtskraft am linken Hinterrad bei der Fahrt in Schichtlinie am Hang
$F_{G,h,y\text{-rechts}}$	N	Lateraler Anteil der Gewichtskraft am rechten Hinterrad bei der Fahrt in Schichtlinie am Hang
$F_{G,h,z}$	N	Vertikaler Anteil der Gewichtskraft an der Hinterachse bei der Fahrt in der Schichtlinie am Hang

$F_{G,h,z-links}$	N	Vertikaler Anteil der Gewichtskraft am linken Hinterrad bei der Fahrt in der Schichtlinie am Hang
$F_{G,h,z-rechts}$	N	Vertikaler Anteil der Gewichtskraft am rechten Hinterrad bei der Fahrt in der Schichtlinie am Hang
$F_{Gh}$	N	Vertikale Radkraft an der Hinterachse (auch: Radlast)
$F_{Gv}$	N	Vertikale Radkraft an der Vorderachse (auch: Radlast)
$F_{GZ,y}$	N	Massenkraft in lateraler Richtung im Schwerpunkt des Traktors bei Kurvenfahrt
$f_h$	M	Hebelarm der Rollreibung an der Hinterachse
$F_{L,a}$	N	Lagerkraft am äußerem Lager der Hinterachswelle
$F_{L,a,x}$	N	Horizontale Lagerkraft am äußerem Lager der Hinterachswelle
$F_{L,a,y}$	N	Laterale Lagerkraft am äußerem Lager der Hinterachswelle
$F_{L,a,z}$	N	Vertikale Lagerkraft am äußerem Lager der Hinterachswelle
$F_{L,i}$	N	Lagerkraft am inneren Lager der Hinterachswelle
$F_{L,i,x}$	N	Horizontale Lagerkraft am inneren Lager der Hinterachswelle
$F_{L,i,z}$	N	Vertikale Lagerkraft am inneren Lager der Hinterachswelle
$F_R$	N	Rollwiderstandkraft
$F_R'$	N	Zur Überwindung der Rollwiderstandkraft erforderliche Zugkraft
$F_{Rad}$	N	Radkraft
$F_{RB}$	N	Gewichtskraft im Schwerpunkt des Radballastgewichts
$F_{Re}$	N	Rollwiderstandskraft des externen Rollwiderstands

---

$F_{Ri}$	N	Rollwiderstandskraft des internen Rollwiderstands
$F_{S,h,y-links}$	N	Lateralkraft im Reifen-Boden-Kontakt des linken Hinterrades
$F_{S,h,y-rechts}$	N	Lateralkraft im Reifen-Boden-Kontakt des rechten Hinterrades
$F_{S,v,y-links}$	N	Lateralkraft im Reifen-Boden-Kontakt des linken Vorderrades
$F_{S,v,y-rechts}$	N	Lateralkraft im Reifen-Boden-Kontakt des rechten Vorderrades
$F_{Sim}$	N	Simulierte Radkraft
$F_T$	N	Horizontale Radkraft (auch: Radtriebkraft)
$F_T'$	N	Auf die Achse eines Rades wirkende horizontale Zugkraft
$F_{T,h,x-links}$	N	Horizontalkraft im Reifen-Boden-Kontakt des linken Hinterrades
$F_{T,h,x-rechts}$	N	Horizontalkraft im Reifen-Boden-Kontakt des rechten Hinterrades
$F_{Th}$	N	Horizontale Radkraft an der Hinterachse (auch: Radtriebkraft)
$F_{Tv}$	N	Horizontale Radkraft an der Vorderachse (auch: Radtriebkraft)
$F_U$	N	Am Umfang eines Rades wirkende Kraft
$f_v$	M	Hebelarm der Rollreibung an der Vorderachse
$F_x$	N	Kraft in horizontaler Richtung (x-Richtung im Koordinatensystem)
$F_y$	N	Kraft in lateraler Richtung (auch: Seitenkraft)



$F_z$	N	Kraft in vertikaler Richtung (z-Richtung im Koordinatensystem)
$F_{ZPx}$	N	Am Zugpendel in horizontaler Richtung angreifende Zugkraft
$F_{ZPz}$	N	Am Zugpendel in vertikaler Richtung angreifende Stützkraft
$H_1$	A/m	Magnetische Feldstärke an Sensorspule 1
$H_2$	A/m	Magnetische Feldstärke an Sensorspule 2
$h_{L,a}$	M	Hebelarm der Lagerkraft des äußerem Lagers zum inneren Lader der Hinterachswelle
$h_{Rad}$	M	Hebelarm der Radkraft zum inneren Lager der Hinterachswelle
$h_{Sim}$	M	Hebelarm der simulierten Radkraft zum inneren Lager der Hinterachswelle
$k_{Bewuchs}$	-	Dimensionsloser Parameter für den Bewuchszustand zur Parametrierung des Schreiber-Reifen-Boden Modells
$k_{Breite,h}$	-	Dimensionsloser Parameter für die Reifenbreite an der Hinterachse zur Parametrierung des Schreiber-Reifen-Boden Modells
$k_{Breite,v}$	-	Dimensionsloser Parameter für die Reifenbreite an der Vorderachse zur Parametrierung des Schreiber-Reifen-Boden Modells
$k_{Druck,h}$	-	Dimensionsloser Parameter für den Reifendruck an der Hinterachse zur Parametrierung des Schreiber-Reifen-Boden Modells

---

$k_{\text{Druck,v}}$	-	Dimensionsloser Parameter für den Reifendruck an der Vorderachse zur Parametrierung des Schreiber-Reifen-Boden Modells
$k_{\text{FestO}}$	-	Dimensionsloser Parameter für die Oberbodenfestigkeit zur Parametrierung des Schreiber-Reifen-Boden Modells
$k_{\text{FestU}}$	-	Dimensionsloser Parameter für die Unterbodenfestigkeit zur Parametrierung des Schreiber-Reifen-Boden Modells
$k_{\text{Feuchte}}$	-	Dimensionsloser Parameter für die Bodenfeuchte zur Parametrierung des Schreiber-Reifen-Boden Modells
$k_{\text{Radius,h}}$	-	Dimensionsloser Parameter für den Reifenhalbmesser an der Hinterachse zur Parametrierung des Schreiber-Reifen-Boden Modells
$k_{\text{Radius,v}}$	-	Dimensionsloser Parameter für den Reifenhalbmesser an der Vorderachse zur Parametrierung des Schreiber-Reifen-Boden Modells
$k_{\text{Ton}}$	-	Dimensionsloser Parameter für den Tongehalt zur Parametrierung des Schreiber-Reifen-Boden Modells
$M$	Nm	Drehmoment
$M_B$	Nm	Biegemoment
$M_h$	Nm	Antriebsdrehmoment des Hinterrades
$M_{h,z\text{-links}}$	Nm	Drehmoment um die Hochachse des linken Hinterrades bei Kurvenfahrt
$M_{h,z\text{-rechts}}$	Nm	Drehmoment um die Hochachse des rechten Hinterrades bei Kurvenfahrt
$M_{\text{HR-rechts}}$	Nm	Drehmoment um das rechte Hinterrad
$M_T$	Nm	Torsionsmoment

$M_{v,z-links}$	Nm	Drehmoment um die Hochachse des linken Vorderrades bei Kurvenfahrt
$M_{v,z-rechts}$	Nm	Drehmoment um die Hochachse des rechten Vorderrades bei Kurvenfahrt
$M_y$	Nm	Drehmoment um die y-Achse
$n$	1/s	Drehzahl
$p$	N/m <sup>2</sup>	Druck
$P_{aus}$	W	Ausgangsleistung
$P_{ein}$	W	Eingangsleistung
$p_h$	N/m <sup>2</sup>	Reifendruck an der Hinterachse
$p_{ist}$	N/m <sup>2</sup>	Ist-Reifendruck
$p_{min}$	N/m <sup>2</sup>	Minimal zulässiger Reifendruck
$p_{soll}$	N/m <sup>2</sup>	Soll-Reifendruck
$P_T$	W	Traktionsleistung
$r_{dyn}$	M	Dynamischer Halbmesser eines Rades
$r_{dyn,h}$	M	Dynamischer Halbmesser des Hinterrades
$r_{dyn,v}$	M	Dynamischer Halbmesser des Vorderrades
$s_1$	-	Empirischer Parameter zur Berechnung des Zugkraftbedarfs von Anbaugeräten nach Schreibe
$s_3$	-	Empirischer Parameter zur Berechnung des Zugkraftbedarfs von Anbaugeräten nach Schreibe
$s_d$	-	Empirischer Parameter zur Berechnung des Zugkraftbedarfs von Anbaugeräten nach Schreiber
$t_G$	cm	Arbeitstiefe eines Bodenbearbeitungsgeräts
$v$	m/s	Geschwindigkeit
$v_{th}$	m/s	Theoretische (schlupffreie) Geschwindigkeit

---

$v_x$	m/s	Geschwindigkeit in horizontaler Richtung (x-Richtung im Koordinatensystem)
$v_y$	m/s	Geschwindigkeit in lateraler Richtung (y-Richtung im Koordinatensystem)
$v_z$	m/s	Geschwindigkeit in vertikaler Richtung (z-Richtung im Koordinatensystem)
$x_{FB}$	M	Horizontaler Abstand des Schwerpunkts des Frontballastgewichts zur Hinterachse
$x_G$	M	Horizontaler Abstand des Schwerpunkts zur Hinterachse
$x_{RS}$	M	Radstand des Traktors
$x_{ZP}$	M	Horizontaler Abstand des Zugpendels zur Hinterachse
$y_{SW}$	M	Spurweite des Traktors
$z_G$	M	Vertikaler Abstand des Schwerpunkts zur Hinterachse
$z_{G,h}$	M	Vertikaler Abstand des Schwerpunkts zur Fahrbahn
$z_{ZP}$	M	Vertikaler Abstand des Zugpendels zur Hinterachse
$\alpha$	°	Hangwinkel
$\Delta\eta$	%	Differenz des Traktionswirkungsgrads
$\Delta\kappa$	%	Differenz des Triebkraftbeiwerts
$\eta_T$	%	Traktionswirkungsgrad (auch: Fahrwerkwirkungsgrad)
$\eta_{T,0,6bar}$	%	Traktionswirkungsgrad klassiert über Triebkraftbeiwert bei z.B. 0,6 bar Reifendruck
$\eta_{T,RK}$	%	Traktionswirkungsgrad von Reifen-Boden-Kennlinie RK
$\eta_{T,RK^*}$	%	Traktionswirkungsgrad von Reifen-Boden-Kennlinie RK*

$\kappa$	%	Triebkraftbeiwert
$\kappa'(0)$	-	Steigung der Triebkraftkurve der Reifen-Boden-Kennlinie bei Nullschlupf
$\kappa_{\max}$	%	Maximaler Triebkraftbeiwert der Reifen-Boden-Kennlinie
$\kappa_{\max, \text{RK}}$	%	Maximaler Triebkraftbeiwert der Reifen-Boden-Kennlinie RK
$\kappa_{\max, \text{RK}^*}$	%	Maximaler Triebkraftbeiwert der Reifen-Boden-Kennlinie RK*
$\kappa_{\min, \text{RK}}$	%	Minimaler Triebkraftbeiwert der Reifen-Boden-Kennlinie RK
$\kappa_{\min, \text{RK}^*}$	%	Minimaler Triebkraftbeiwert der Reifen-Boden-Kennlinie RK*
$\kappa_y$	%	Seitenkraftbeiwert
$\mu$	%	Umfangskraftbeiwert
$\rho$	%	Rollwiderstandsbeiwert
$\rho_e$	%	Rollwiderstandsbeiwert des externen Rollwiderstands
$\sigma$	%	Schlupf
$\sigma_1$	N/m <sup>2</sup>	Hauptspannungsrichtung
$\sigma_{\kappa \max}$	%	Schlupf bei maximalem Triebkraftbeiwert der Reifen-Boden-Kennlinie
$\omega$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
$\omega_h$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Hinterrades



## Abkürzungen

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
AEF	Agricultural Industry Electronics Foundation (Verband der Landtechnikbranche zur Zusammenarbeit im Bereich Elektronik)
AGCO	Allis Gleaner Corporation
ALB	Automatisch-lastabhängige Bremse
ASAE	American Society of Agricultural Engineers (Amerikanische Vereinigung der Landtechnik Ingenieure)
AS-Bereifung	Ackerschlepper-Bereifung
BbodSchG	Bundes-Bodenschutzgesetz
BP	Betriebspunkt
CAN	Controller Area Network
Case IH	Case International Harvester
CEMOS	CLAAS elektronisches Maschinen-Optimierungssystem
CEN	Comité Européen de Normalisation (Europäische Organisation für Normung)
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
DEM	Diskrete Elemente Methode
DIN	Deutsches Institut für Normung
DIN EN	Deutsche Übernahme einer europäischen Norm (EN)
DIN EN ISO	Deutsche Übernahme einer Norm, die unter Federführung der ISO oder der CEN entstanden ist.
DMS	Dehnungsmessstreifen
FEM	Fenite Elemente Methode
GPS	Global Positioning System

HA	Hinterachse
HAFL	Hochschule für Agrar-, Forst- und Lebensmittelwissenschaften der Fachhochschule Bern
IMN	Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge
ISO	International Organization for Standardization (Internationale Organization für Normung)
L	Lehm
IS	Lehmiger Sand
NCTE	Non Contact Torque Engineering
NIBIS	Niedersächsisches Bodeninformationssystem
RK	Reifen-Boden-Kennlinie
SL	Stark lehmiger Sand
TAM	Torque and More
US	United States (of America)
VDI	Verein Deutscher Ingenieure



## 1. Einleitung

### 1.1 Hintergrund

Die Landtechnikbranche in den hochentwickelten Märkten steht nach Mechanisierung, Industrialisierung und fortschreitender Automatisierung vor dem nächsten Entwicklungsschritt. Neben der Verbesserung ganzer Prozessketten durch alternative Anbauverfahren, spielt vor allem das Sammeln und Nutzen von Daten, die Vernetzung der vorhandenen Systeme und die Aufbereitung und Auswertung der gesammelten Daten eine immer größere Rolle. In Anlehnung an das Zukunftsprojekt Industrie 4.0 der deutschen Bundesregierung, bei dem vor allem die Informatisierung der Fertigungstechnik im Vordergrund steht, wird aufgrund der zunehmenden Vernetzung im Landtechnikbereich immer öfter von Landwirtschaft 4.0 gesprochen. Aber auch auf Systemebene wird durch vermehrten Einsatz von Sensorik und intelligenten Regelungen stetig an verbesserten Lösungen gearbeitet.

Heute, etwa 100 Jahre nach dem Durchbruch des Radtraktors, ist dieser noch immer die Schlüsselmaschine der technisierten Landwirtschaft. Zu Beginn der Mechanisierung zunächst ein einfacher Pferdeersatz für Zugarbeiten auf Feld und Straße, hat sich der Traktor durch Einführung genormter Schnittstellen zum Anbau und Anhängen von Geräten sowie zur hydraulischen und mechanischen Leistungsübertragung auf das Gerät, zu einer multifunktionalen mobilen Arbeitsmaschine entwickelt. Dennoch haben schwere Zugarbeiten auf dem Feld, bei denen die gesamte Motorleistung über das Fahrwerk in Zugleistung umgesetzt wird, noch immer einen großen Anteil am Einsatzprofil eines Traktors. Der Systemwirkungsgrad wird hierbei vor allem durch die im Reifen-Boden-Kontakt entstehenden Verluste geprägt.

Die Einführung der Luftreifen in der ersten Hälfte des letzten Jahrhunderts und der Durchbruch des Allradantriebs in der zweiten sowie der Radialreifen vor mehr als 30 Jahren, gelten als Meilensteine im Bereich der Fahrwerksgestaltung von Radtraktoren [1]. Aktuell gewinnen in Deutschland Reifendruckregelanlagen aufgrund ihrer positiven Auswirkung auf Bodenschonung, Effizienz und Traktion

zunehmend an Bedeutung. Grund hierfür ist der immer schwierigere Spagat, um die Anforderungen im Spannungsfeld steigender Maschinengrößen, Leistungen und Transportgeschwindigkeiten im Korsett der gesetzlichen Rahmenbedingungen bei gleichzeitig schonenden Umgang mit den Ressourcen zu erfüllen. Dieser Zielkonflikt ist grundsätzlich auch mit Raupenfahrwerken zu lösen, jedoch mit höheren Anschaffungskosten und Betriebskosten durch den erhöhten Raupenverschleiß bei Straßenfahrt.

Bei den heute für Traktoren verfügbaren Reifendruckregelanlagen wird der Reifendruck vom Bediener eingestellt und vom System entsprechend geregelt. Üblicherweise wird für die Straßenfahrt ein hoher Reifendruck gewählt, um Reifenverschleiß und Rollwiderstand zu minimieren, während bei Feldarbeiten der Reifendruck abgesenkt wird. Dabei ist zunächst zu beachten, dass die Reifentragfähigkeit vom Reifendruck abhängt. Von den Reifenherstellern werden entsprechende Tabellen veröffentlicht, welche die maximal zulässigen vertikalen Radkräfte in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und dem Reifendruck angeben. Die vertikale Radkraft lässt sich heute in der Praxis nur statisch ermitteln. Die beim Betrieb einiger Geräte auftretenden Stützkkräfte auf den Traktor bleiben unbekannt und können vom Bediener nur geschätzt werden. Der niedrigste zulässige Reifendruck gilt allgemein als bodenschonend, da dieser einen direkten Einfluss auf den Kontaktflächendruck im Reifenlatsch hat. Auch auf den Komfort und die Fahrsicherheit bei Feldarbeiten wirkt sich der Reifendruck aus, da dieser einen direkten Einfluss auf die Federsteifigkeit der Reifen hat. Mit welchem Reifendruck der beste Traktionswirkungsgrad und der höchste Traktionswert erreicht werden, ist schwer zu beurteilen, da dies von den gegebenen Bedingungen abhängig ist. Gemäß gängiger Faustregel gilt ein niedriger Reifendruck bei Feldarbeiten ebenfalls als wirkungsgrad- und auch traktionsgünstig.

Die Wahl des richtigen Reifendrucks hängt also in hohem Maße von den Erfahrungen des Bedieners und dem Ziel der Reifendruckanpassung ab. Aber auch erfahrene Bediener können aufgrund fehlender Informationen über dynamische Radkräfte- und Fahrwerkwirkungsgrade kaum das volle Potential

eines variablen Reifendrucks ausschöpfen. Es gibt erste Ansätze, den Bediener bei der Wahl des Reifendrucks durch Assistenzsysteme zu unterstützen, welche auf Basis von empirischen Modellen eine Reifendruckempfehlung berechnen. Diese Reifendruckempfehlung kann das Traktionsverhalten des Traktors und die dynamischen Stützkkräfte verschiedener Geräte bei unterschiedlichen Einsatzbedingungen und unterschiedlichen Reifenkonfigurationen und -verschleißzuständen nur durch einen Kompromiss abbilden. Vor diesem Hintergrund wird in dieser Arbeit ein System zur automatischen Einstellung des Reifendrucks bei Traktoren erarbeitet und untersucht.

## **1.2 Aufbau der Arbeit**

Nach der hier erfolgten Einleitung werden im zweiten Kapitel zunächst die Grundlagen eingeführt, welche zum Verständnis der Thematik von Bedeutung sind. Neben der Terramechanik sind dies vor allem der Stand der Technik von Standardtraktoren und Reifendruckregelanlagen. Im Anschluss folgt eine Übersicht relevanter Forschungsarbeiten zur Reifendruckeinstellung bei landwirtschaftlichen Traktoren. Den Abschluss des Grundlagenteils bildet der Stand der Technik verschiedener Sensoren zur Ermittlung von Traktionsparametern.

In Kapitel 3 wird auf Basis des Grundlagenteils die Forschungsfrage der vorliegenden Arbeit formuliert und die Vorgehensweise zur Beantwortung der Forschungsfrage vorgestellt. Die Erkenntnis, dass das Einstellen des Reifendrucks entsprechend der Reifentragfähigkeitsgrenze nicht notwendigerweise auch zu maximalem Traktionswirkungsgrad führt, lenkt den Fokus der Untersuchungen auf die Optimierung des Traktionswirkungsgrads durch eine automatische Einstellung des Reifendrucks. Im Anschluss wird untersucht, welche Traktionsparameter zur Umsetzung der Strategien benötigt werden und wie diese sensorisch erfasst werden können. Das Ergebnis dieser Untersuchung ist die Notwendigkeit einer neuartigen Sensorik zur Erfassung von Traktionsparametern.

Im vierten Kapitel wird die Sensorik zur Ermittlung der Traktionsparameter gemäß Kapitel 3 erarbeitet und untersucht. Nach der Vorstellung des Messprinzips wird die Kalibrierung und Validierung des Sensors auf dem

Prüfstand erläutert. Im Anschluss wird der Versuchstraktor vorgestellt und eine Übersicht über die verwendeten Sensoren im Antriebsstrang des Versuchstraktors geschaffen. Abschließend wird die Sensorik im Traktor in Betrieb genommen. Hierbei werden die Grenzen der Gültigkeit der Messsignale identifiziert.

In Kapitel 5 wird zunächst das Streckenmodell erläutert, welches für die Erstellung des Algorithmus zur automatischen Einstellung des Reifendrucks genutzt wurde. Das Streckenmodell bildet auf Basis der in Kapitel 2 eingeführten Grundlagen die Terramechanik eines Traktors bei Zugarbeiten auf dem Feld ab. Danach wird der Algorithmus zur automatischen Reifendruckeinstellung beschrieben.

Im sechsten Kapitel wird das grundsätzliche Vorgehen bei den Feldversuchen erläutert, um die in Kapitel 4 identifizierten Grenzen der Sensorik für Traktionsparameter einzuhalten. Danach folgt zunächst eine Messfahrt auf Asphalt, um die hierbei gesammelten Daten ohne Störeinflüsse aus der Heterogenität landwirtschaftlicher Böden analysieren zu können. Im Anschluss werden die Messdaten zweier Feldversuche bei unterschiedlichen Einsatzbedingungen ausgewertet, analysiert und diskutiert, bevor die Arbeit mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick in Kapitel 7 endet.

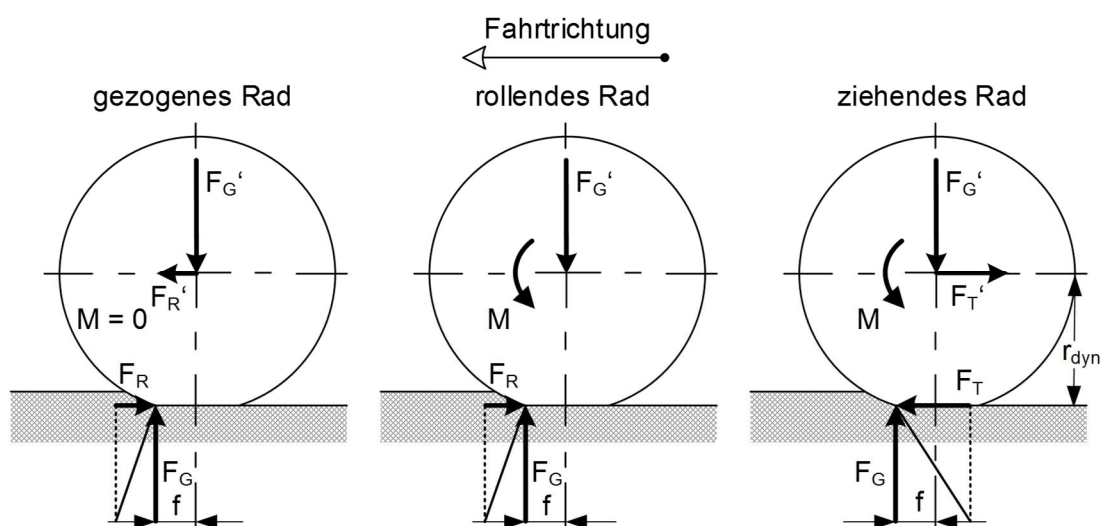
## 2. Technologische Grundlagen und Stand der Forschung

### 2.1 Terramechanik

Die Terramechanik beschäftigt sich mit Kräften und Verformungen in natürlichen Böden. Für die Beschreibung des Traktionsverhaltens von Traktoren bei Feldarbeiten interessieren vor allem die Kräfte an allen mit dem Boden im Eingriff stehenden Elementen. Das sind neben den Rädern von Traktor und Gerät auch die Bodenbearbeitungswerkzeuge.

#### 2.1.1 Traktionsparameter

Bei einem elastischen Rad auf nachgiebigen Untergrund ist der Bewegung des Rades eine Rollwiderstandskraft  $F_R$  entgegengesetzt. Ein Teil dieser Rollwiderstandskraft entsteht innerhalb des Reifens durch Walken und wird als interner Rollwiderstand  $F_{Ri}$  bezeichnet, ein anderer Teil entsteht im Boden durch elastische und plastische Deformation, Reibung sowie Schlupfeinsinkung und wird als externer Rollwiderstand  $F_{Re}$  bezeichnet. Bei einem gezogenen Rad gemäß **Bild 2-1** links muss der Rollwiderstand  $F_R$  durch eine an der Achse des Rades in Fahrtrichtung angreifende horizontale Kraft  $F_R'$  überwunden werden.



**Bild 2-1:** Kräfte und Momente am Rad auf nachgiebigen Boden nach [2]

Das an der Achse des Rades angreifende Drehmoment  $M$  ist null. Bei einem rollenden Rad gemäß **Bild 2-1** in der Mitte überwindet das Rad den Rollwider-

stand eigenständig. Hierfür ist ein Drehmoment  $M$  an der Achse des Rades erforderlich, welches sich als Produkt aus dem Hebelarm des Rollwiderstands  $f$  und der vertikalen Radkraft  $F_G$  errechnet. Steinkampf [2] beschreibt die folgenden Zusammenhänge und Gleichungen:

$$M = f \cdot F_G \quad (2.1)$$

Bei einem ziehenden Rad gemäß **Bild 2-1** rechts wirkt an der Achse des Rades eine der Fahrtrichtung entgegengesetzte horizontale Zugkraft  $F_T$ , z.B. verursacht durch ein an den Traktor angebautes oder angehängtes Gerät. Im Reifen-Boden-Kontakt wirkt eine horizontale Radkraft  $F_T$  als Gegenkraft, welche ein zusätzliches Drehmoment auf die Achse des Rades verursacht. Das am Drehpunkt des Rades wirkende Drehmoment  $M$  ergibt sich als Summe des Drehmomentes, welches zur Überwindung des Rollwiderstandes nötig ist, und einem zusätzlichen durch die horizontale Radkraft verursachten Drehmoment als Produkt aus horizontaler Radkraft  $F_T$  und dem Wirkradius der horizontalen Bodenkräfte  $r_{dyn}$ :

$$M = f \cdot F_G + r_{dyn} \cdot F_T \quad (2.2)$$

Durch Umformung ergibt sich für die horizontale Radkraft  $F_T$  die Gleichung:

$$F_T = \frac{M}{r_{dyn}} - \frac{f \cdot F_G}{r_{dyn}} \quad (2.3)$$

Der Quotient aus dem Radmoment  $M$  und dem Wirkradius der dynamischen horizontalen Bodenkräfte  $r_{dyn}$  ist eine gedachte am Radumfang angreifende Kraft  $F_U$ :

$$F_U = \frac{M}{r_{dyn}} \quad (2.4)$$

Der Anteil des Rollwiderstandes  $F_R$  an der Umfangskraft ergibt sich aus dem zweiten Quotienten in Gleichung (2.3) zu:

$$F_R = \frac{f \cdot F_G}{r_{dyn}} \quad (2.5)$$

Demnach gilt:

$$F_T = F_U - F_R \quad (2.6)$$

Es folgt für den Rollwiderstand der Ausdruck:

$$F_R = F_U - F_T = \frac{M}{r_{dyn}} - F_T \quad (2.7)$$

Das Raddrehmoment und die horizontale Radkraft lassen sich direkt messtechnisch erfassen. Zur Berechnung der Rollwiderstandskraft muss der Wirkradius der horizontalen Bodenkräfte  $r_{dyn}$  experimentell bestimmt werden, da dieser nicht direkt messbar ist.

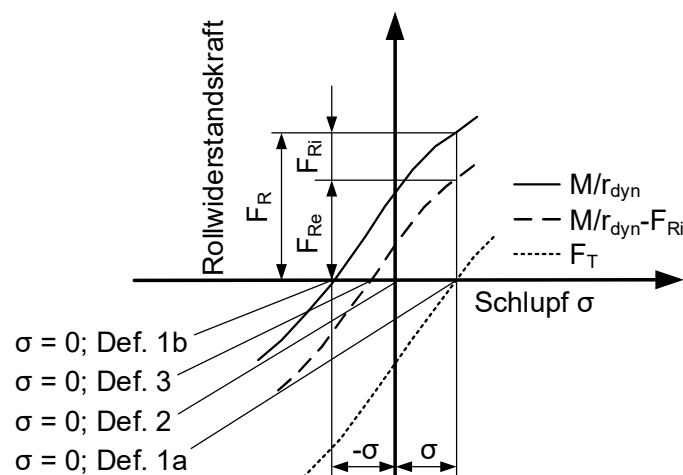
Der Wirkradius der horizontalen Bodenkräfte wird auch zur Schlupfberechnung benötigt. Der Triebsschlupf ist eine zentrale Größe bei der Beschreibung des Traktionsverhaltens von Traktoren und gibt das Verhältnis zwischen der Fahrgeschwindigkeit  $v$  und der Umfangsgeschwindigkeit im Reifenlatsch  $v_{th}$  an:

$$\sigma = \frac{v_{th} - v}{v_{th}} = 1 - \frac{v}{\omega \cdot r_{dyn}} \quad (2.8)$$

Der Wirkradius der horizontalen Bodenkräfte  $r_{dyn}$  wird mit Hilfe von Gleichung (2.8) unter Annahme von Nullschlupfbedingungen berechnet:

$$r_{dyn} = \left. \frac{v}{\omega \cdot (1 - \sigma)} \right|_{\sigma=0} = \frac{v}{\omega} \quad (2.9)$$

Für die Lage des Schlupfnullpunktes werden drei gebräuchliche Definitionen unterschieden, **Bild 2-2**: [3]



**Bild 2-2:** Nullschlupfdefinitionen nach [4]

1. ASAE Standard 296.4:

- a. Ein Rad rollt schlupflos ab, wenn es keine horizontale Radkraft ( $F_T = 0$ ) erzeugt, sondern durch das Antriebsmoment nur den Rollwiderstand überwindet, **Bild 2-1** in der Mitte.
- b. Ein Rad rollt schlupflos ab, wenn es ohne Antriebsmoment mit einer horizontalen Kraft zur Überwindung des Rollwiderstandes ( $F_R' = -F_R$ ) gezogen wird, **Bild 2-1** links.

2. Steinkampf [5] und Schüring [6]:

Ein mit einer horizontalen Kraft  $F_R'$  gezogenes ( $F_R' = -F_R$ ), nicht angetriebenes Rad, **Bild 2-1** links, und ein angetriebenes Rad ( $M = F_R \cdot r_{\text{dyn}}$ ), welches keine horizontale Radkraft erzeugt, sondern mit dem Antriebsmoment nur den Rollwiderstand überwindet, **Bild 2-1** in der Mitte, haben den gleichen Schlupf, jedoch mit unterschiedlichen Vorzeichen. Der Schlupfnullpunkt liegt mittig zwischen diesen beiden Fahrzuständen.

3. Grečenko [7]:

Ein Rad rollt schlupflos ab, wenn der innere Rollwiderstand durch das Antriebsmoment ( $M = F_{Ri} \cdot r_{\text{dyn}}$ ) und der äußere Rollwiderstand durch eine an der Drehachse des Rades angreifende horizontale Kraft ( $F_R' = -F_{Re}$ ) überwunden werden.

**Bild 2-3** zeigt den prinzipiellen Einfluss der verschiedenen Schlupf- und Rollwiderstandsanteile auf den Verlauf der horizontalen Radkraft über dem Schlupf. Alle Rollwiderstandsanteile wirken der horizontalen Radkraft entgegen und sind deshalb negativ. Der Rollwiderstand durch Walken 1 (innerer Rollwiderstand) und der Rollwiderstand aus Bodendeformation 2 (externer Rollwiderstand) haben einen linearen Verlauf über dem Schlupf und nehmen mit zunehmendem Schlupf leicht ab. Der Rollwiderstand durch Schlupfeinsenkung 3 steigt über dem Schlupf an, da das Rad mit steigendem Schlupf vermehrt dazu neigt sich „einzugraben“. Die Summe aus allen Rollwiderstandsanteilen ergibt einen linear mit dem Schlupf ansteigenden Gesamrollwiderstand (innere und äußere Rollwiderstandsanteile). Beim Aufbau einer Umfangskraft am Reifen



Das Diagramm zeigt die Ermittlung des Rollwiderstandes  $F_R$  aus dem Schlepplimitenversuch. Die Y-Achse stellt die Kräfte dar: Umfangskraft  $F_U$ , Horizontale Radkraft  $F_T$  und Rollwiderstand  $F_R$ . Die X-Achse stellt den Schlupf  $\sigma$  dar.

- 1: Rollwiderstand durch Walken
- 2: Rollwiderstand durch Bodenverformung
- 3: Rollwiderstand durch Schlupfeinsenkung
- 4: Schlupf durch tangentielle Karkassen- und Stollendeformation
- 5: Schlupf durch tangentielle Bodendeformation
- 6: Schlupf durch Gleiten

Zur Charakterisierung und besseren Vergleichbarkeit des Reifen-Boden-Kontakts bei Zugarbeiten auf nachgiebigen Untergrund werden auf die vertikale Radkraft bezogene **dimensionslose Kennzahlen** verwendet [5]. Der Triebkraftbeiwert  $\kappa$  entspricht dem Anteil der vertikalen Radkraft, welcher in eine horizontale Radkraft umgesetzt wird:

Der Rollwiderstandsbeiwert  $\rho$  gibt den Anteil der vertikalen Radkraft an, welcher der Bewegung des Rades als horizontale Rollwiderstandskraft entgegenwirkt:

Der Umfangskraftbeiwert  $\mu$  entspricht der Summe aus Triebkraftbeiwert  $\kappa$  und Rollwiderstandsbeiwert  $\rho$ :

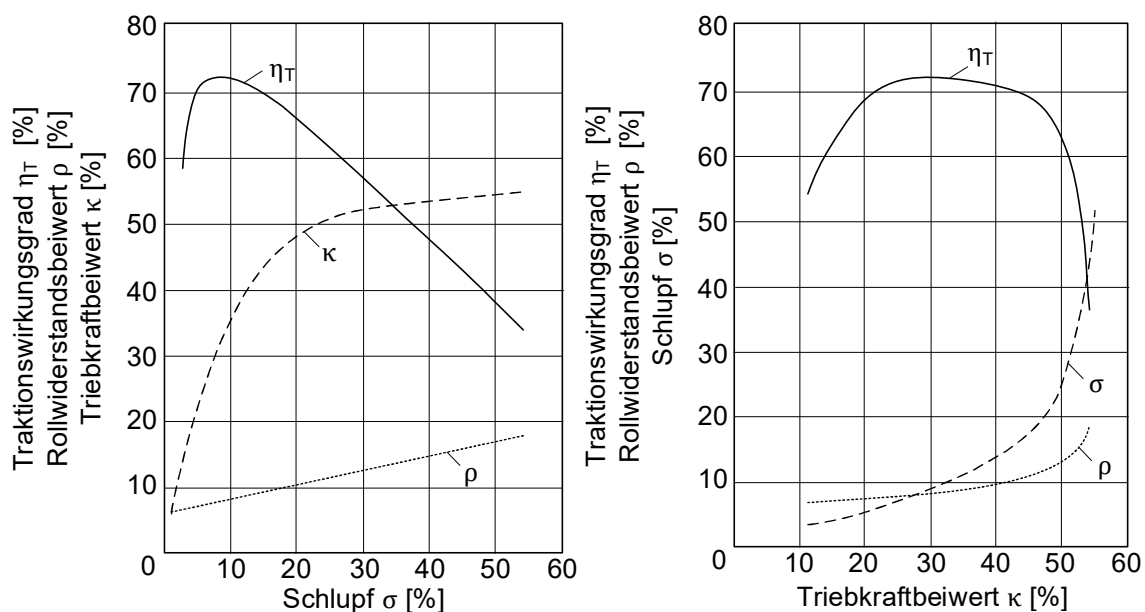
Umfangskraftbeiwert: 
$$\mu = \kappa + \rho \quad (2.12)$$

Für die Beurteilung des Zugverhaltens von Traktoren bei Feldarbeiten ist der Traktionswirkungsgrad  $\eta_T$  (auch Fahrwerkwirkungsgrad) von besonderem Interesse. Der Traktionswirkungsgrad entspricht dem Verhältnis der Ausgangs- zur Eingangsleistung des Rades, der Achse bzw. des gesamten Fahrwerks des Traktors und ist ein Maß für die Effizienz der Zugleistungsübertragung. Er lässt sich über die Beiwerte der Kraftübertragung und dem Schlupf ausdrücken:

Traktionswirkungsgrad: 
$$\eta_T = \frac{P_{aus}}{P_{ein}} = \frac{v \cdot F_T}{\omega \cdot M} = \frac{\kappa}{(\kappa + \rho)} \cdot (1 - \sigma) \quad (2.13)$$

Der erreichbare Traktionswirkungsgrad ist abhängig von Bodenparametern wie dem Bodentyp, der Bodenfeuchte und dem Bodenzustand (Bewuchs, Ober- und Unterbodenfestigkeit), dem Reifen (Dimension, Verschleißzustand, Hersteller, Reifendruck) und dem Verhältnis aus horizontaler Radkraft und vertikaler Radkraft. [5]

Üblicherweise werden zur Veranschaulichung und Beurteilung der Traktionsbedingungen der Triebkraftbeiwert, der Rollwiderstandsbeiwert und der Traktionswirkungsgrad als **Reifen-Boden-Kennlinien** über dem Triebsschlupf aufgetragen, wie in **Bild 2-4** links dargestellt.



**Bild 2-4:** Reifen-Boden-Kennlinien - Darstellung der relevanten Parameter in Abhängigkeit vom Schlupf (links) und vom Triebkraftbeiwert (rechts) [2]

Der Triebkraftbeiwert hat für frisch bearbeitete Böden und entsprechend geringere Bodenfestigkeiten einen degressiven Verlauf über dem Schlupf. Bei bewachsenen, abgesetzten Böden mit höheren Bodenfestigkeiten, wie auf Stoppeläckern oder Graslandflächen mit niedrigen bis mittleren Bodenfeuchtegehalten, kann sich für den Triebkraftbeiwert auch ein lokales Maximum ausprägen. Der Rollwiderstand steigt ausgehend von einem Startwert linear über dem Schlupf an. Der Traktionswirkungsgrad  $\eta_T$  ist gemäß Gleichung (2.13) eine Funktion von Triebkraftbeiwert, Rollwiderstandsbeiwert und Schlupf. Aufgrund des zunächst starken Anstiegs des Triebkraftbeiwertes im Vergleich zum Rollwiderstandsbeiwert über dem Schlupf und dessen Einfluss auf den ersten Term in Gleichung (2.13) steigt auch der Traktionswirkungsgrad zunächst steil an. Mit weiter steigendem Schlupf flacht der Verlauf des Triebkraftbeiwert und damit die Änderung des ersten Terms von Gleichung (2.13) ab, während der zweite Term in Gleichung (2.13) an Bedeutung gewinnt, so dass der Traktionswirkungsgrad sein Maximum erreicht, um im Anschluss nahezu linear abzufallen. In Abhängigkeit von den gegebenen Bedingungen werden auf landwirtschaftlichen Böden maximale Traktionswirkungsgrade von 50 % bis 80 % zwischen 5 % und 25 % Schlupf erreicht [5].

Bei der Darstellung der Reifen-Boden-Kennlinien über dem Schlupf gemäß **Bild 2-4** links ergibt sich das Problem, dass der für die Schlupfberechnung benötigte effektive Wirkradius der horizontalen Bodenkräfte, wie zuvor beschrieben, nicht direkt messbar ist und aufwendig experimentell bestimmt werden muss. Um dieses Problem zu umgehen, kann alternativ der Traktions-wirkungsgrad über dem Triebkraftbeiwert aufgetragen werden, der sich, eine entsprechende Sensorik für vertikale und horizontale Radkräfte vorausgesetzt, Gleichung (2.10), direkt berechnen lässt. In **Bild 2-4** rechts sind der Rollwiderstandsbeiwert, der Schlupf und der Traktionswirkungsgrad über dem Triebkraft-beiwert aufgetragen. Die Datenbasis ist dieselbe wie bei der Darstellung der Parameter über dem Schlupf in **Bild 2-4** links. Der Traktionswirkungsgrad steigt zunächst an und erreicht sein Maximum in Abhängigkeit von den gegebenen Bedingungen bei Triebkraftbeiwerten zwischen 20 % und 50 %. Das Maximum ist im Vergleich zur Darstellung über dem Schlupf deutlich breiter. Im weiteren Verlauf fällt der

Traktionswirkungsgrad für höhere Triebkraftbeiwerte steil ab. Sowohl der Rollwiderstandsbeiwert als auch der Schlupf, haben einen progressiven Verlauf bei der Darstellung über dem Triebkraftbeiwert.

Bei mehrachsigen Fahrzeugen hat das mehrfache Befahren der gleichen Spur auf nachgiebigen Böden einen Einfluss auf das Traktionsverhalten. Dieses als Multi-Pass-Effekt bezeichnete Phänomen wird von Holm in [11] und [12] untersucht. Bei der ersten Überfahrt wird der Boden plastisch verformt und die Bodenfestigkeit erhöht. Bei der zweiten Überfahrt sinkt der Rollwiderstand und gleichzeitig steigt der Triebkraftbeiwert durch die erhöhte Bodenfestigkeit. Der Umfangskraftbeiwert, also die Summe aus Triebkraftbeiwert und Rollwiderstandsbeiwert, bleibt an allen Rädern eines mehrachsigen Fahrzeugs konstant. Nach Renius steigt der Triebkraftbeiwert an der zweiten Achse um etwa 10 % [9].

### **2.1.2 Aspekte der Bodenkunde**

Die Beschaffenheit des Bodens wirkt sich sowohl auf das Traktionsverhalten des Traktors aus, als auch auf das Risiko des Pflanzenwachstum durch Befahren des Bodens negativ zu beeinflussen. Landwirtschaftliche Böden sind ein Dreiphasensystem aus festen, flüssigen und gasförmigen Bestandteilen [9]. Die feste Bodensubstanz wird weiter unterteilt in organische und mineralische Anteile. Allgemein werden Böden anhand der Korngrößenzusammensetzung ihrer mineralischen Substanz in verschiedene Arten eingeteilt. Landwirtschaftliche Böden gehören überwiegend zu den Feinböden mit Korngrößen bis maximal 2 mm. Bei den Feinböden wird weiter unterteilt in die drei Bestandteile Sand (Korngröße 0,06 mm bis 2,0 mm), Schluff (Korngröße 0,002 mm bis 0,06 mm) und Ton (Korngröße < 0,002 mm). Besteht ein Boden aus einer Mischung mehrerer Grundarten, ist die dominierende namensgebend. Die Einteilung erfolgt nach DIN EN ISO 14688. Lehm stellt eine vierte Bodenart im Grenzgebiet der drei Grundarten dar. Mit abnehmender Größe der Bodenpartikel nimmt die wirksame Gesamtoberfläche des Bodens zu. Neben der Größe der Bodenpartikel spielt auch ihre Form eine Rolle. Sandkörner sind kugelförmig, während Schluff- und Tonteilchen aufgrund ihres Ursprungs aus Sedimentschichten eher länglich und flach sind. Dies bedingt eine weitere

Vergrößerung der Oberfläche, da das Verhältnis der Oberfläche zum Volumen bei Blättchen größer ist als bei kugelförmigen Körpern. [13] [14]

In Abhängigkeit von der Bodenart, also der Korngestalt, -packung und -größenverteilung im festen Bodenbestandteil, ergibt sich ein Porenvolumen. Die Poren des Bodens sind anteilig mit Luft und Wasser gefüllt. Im Bearbeitungshorizont bis etwa 20 cm Bodentiefe beträgt das Porenvolumen 44 % - 52 %. Bei frisch bearbeiteten Böden kann das Porenvolumen auch auf über 60 % ansteigen, um im Anschluss durch Setzprozesse wieder abzufallen. Bei einem Porenvolumen von weniger als 44 % kann das Pflanzenwachstum negativ beeinflusst werden und man spricht von Schadverdichtungen [15].

Für Ackerboden werden nach Söhne zwei verschiedenen Verformungsarten unterschieden: [16]

1. Elastische Verformung:

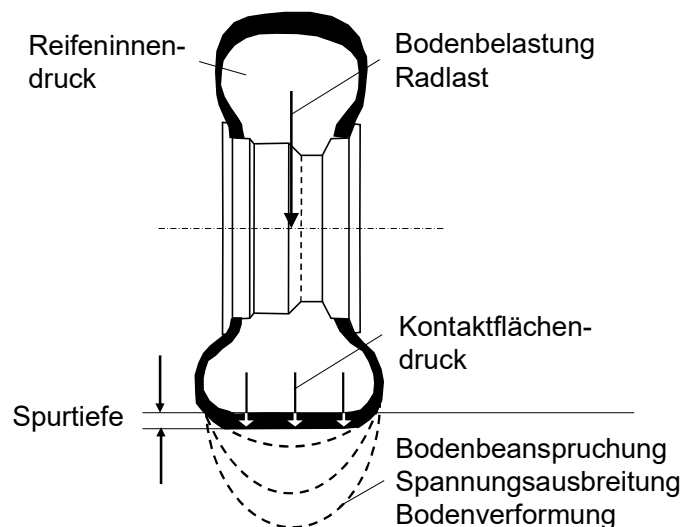
Die elastische Verformung des Ackerbodens ist in der Regel klein und beruht auf zwei Effekten. Zum einen wird bei kurzzeitiger Belastung des Bodens die in den Poren eingeschlossenen Luft komprimiert, da diese nicht so schnell entweichen kann, und zum anderen verformen sich organische Bodenbestandteile in Bereichen elastisch.

2. Plastische Verformung:

- a. Die plastische Verformung durch Verdichtung ist die Verringerung des Porenanteils durch Entweichen von Wasser und vor allem Luft aus den Poren aufgrund eines auf den Boden ausgeübten Druckes.
- b. Überschreitet der Wasseranteil im Boden eine gewisse Grenze, 18 % bei Sandböden und 20 % bis 25 % bei Lehmböden, verringert sich die Kohäsion und die innere Reibung zwischen den festen Bodenpartikeln, die einer Verformung entgegenwirken. Die Teilchen gleiten leichter gegeneinander ab und der Boden wird durch Fließen plastisch verformt.

Beim Befahren von landwirtschaftlichen Böden entstehen Kraftwirkungen in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Boden, **Bild 2-5**. Dabei werden neben der in

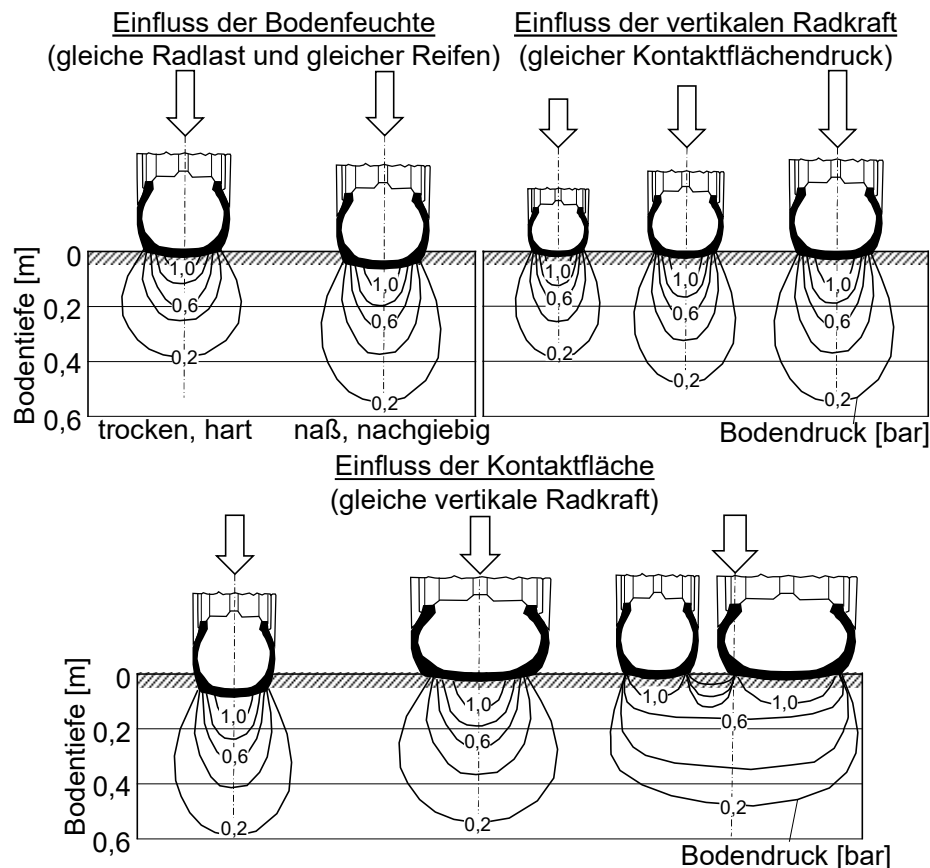
vertikaler Richtung wirkenden Radkraft auch in horizontaler Richtung wirkende Trieb- und Bremskräfte sowie in lateraler Richtung wirkende Seitenführungs-kräfte am Boden abgestützt. Die horizontal und lateral wirkenden Kräfte verursachen Scherspannungen im Oberboden. Die durch die vertikale Radkraft verursachte Bodenbelastung führt hingegen zu einer dreidimensionalen Spannungsausbreitung im Boden, welche das Bodengefüge beansprucht. Übersteigt der durch die Belastung des Bodens verursachte Bodendruck die Bodenfestigkeit, so besteht das Risiko von Schadverdichtungen. Die Größe der Kontaktfläche wird nach der Reifendimension vor allem durch den Reifendruck bestimmt. Je niedriger der Reifendruck ist, desto stärker plattet der Reifen ab und desto größer ist die Kontaktfläche zwischen Reifen und Boden und desto niedriger ist der Druck in der Kontaktfläche. Der Kontaktflächendruck entspricht dem Reifendruck zuzüglich eines Aufschlags aufgrund der Steifigkeit der Karkasse des Reifens. [17] [18]



**Bild 2-5:** Schematische Darstellung von Kontaktflächen und Bodendruck gemäß VDI Richtlinie 6101 [18]

Die Messung des mittleren Bodendrucks in allen drei Hauptspannungsrichtungen erfolgt in der Praxis im Feldversuch mit einer als „Bolling-Sonde“ bezeichneten Vorrichtung [19]. Die Druckverteilung unter Reifen in landwirtschaftlichen Böden wird üblicherweise in Form von Isobaren, sogenannten Druckzwiebeln dargestellt, **Bild 2-6**. Der Bodendruck sinkt ausgehend von der Kontaktfläche aufgrund der Reibungskräfte im Boden mit zunehmender Tiefe. Bodenfeuchte

reduziert die Reibung und die Druckzwiebeln reichen bei gleicher vertikaler Radkraft, gleichem Reifen und gleichem Reifendruck tiefer in den Boden. Auch wenn die vertikale Radkraft bei ansonsten gleichen Bedingungen erhöht wird, reichen die Druckzwiebeln tiefer in den Boden. Wird die Kontaktfläche durch größere Reifen oder Zwillingsbereifung erhöht, wird die Tiefenwirkung hingegen reduziert. [20] [16] [17] [18] [21]



**Bild 2-6:** Einfluss von Bodenfeuchte, vertikaler Radkraft und Kontaktfläche auf die Druckzwiebel nach [21] [22]

Schadverdichtungen treten auf, wenn der durch das Befahren des landwirtschaftlichen Bodens verursachte Bodendruck die Bodenfestigkeit übersteigt. Der Boden wird plastisch verformt und das Porenvolumen reduziert. Die Fähigkeit des Bodens Luft und Wasser zu speichern sinkt. Schadverdichtungen haben einen negativen Einfluss auf das Pflanzenwachstum und führen gegebenenfalls zu Erosion. Kritische Grenzwerte für physikalische Bodenparameter wurden von Geischer in [15] zusammengestellt.

### 2.1.3 Modellierung der Terramechanik

Für die Modellierung der Terramechanik können grundsätzlich drei Ansätze unterschieden werden:

- Analytische Modelle
- Halbempirische Modelle
- Empirische Modelle

Die Abgrenzung von den halbempirischen Modellen zu den analytischen und empirischen Modellen ist nicht immer eindeutig. Bei den **analytischen Modellen** wird die Beschreibung eines Systemverhaltens durch mathematische Modellierung aller wirkenden physikalischen Größen abgebildet. Die Berechnungsmodelle sind folglich sehr aufwendig und rechenzeitintensiv. Die Modellierung aller physikalischen Zusammenhänge ist außerdem mit einem hohen Aufwand zur Beschaffung von Berechnungsparametern verbunden. Harnisch fasst in [23] die Möglichkeiten zur analytischen Berechnung des Reifen-Boden Verhaltens mittels DEM und FEM Simulation zusammen.

Bei **empirischen Modellen** wird ein beobachtetes Systemverhalten mathematisch abgebildet. Dies bedeutet, dass die physikalischen Vorgänge, welche zu dem beobachteten Verhalten führen, nicht einzeln mathematisch modelliert werden. Empirische Modelle zur Beschreibung des Traktionsverhaltens auf nachgiebigen Böden wurden von Wismer und Luth [24], Wong [25] [26] [27], Steinkampf [5] und Jahns [28], Upadaya [29] [30] und Schreiber [3] publiziert und empirische Modelle zur Beschreibung des Zugkraftbedarfs von Geräten von Gorjatschkin [31] [32], Söhne [33], Harrigan und Rotz [34].

Eine weitere Möglichkeit ist die **halb-empirische Modellierung** bei welcher das Systemverhalten nur zum Teil auf Basis physikalischer Zusammenhänge modelliert wird. Der Rechenzeitaufwand ist entsprechend geringer als bei den analytischen Modellen. Halb-empirische Modelle zur Beschreibung des Traktionsverhaltens auf nachgiebigen Boden wurden von Bekker [35] [36], Schüring [6], Brixius [37] und Godbode [38] publiziert und halb-empirische



Modelle zur Beschreibung des Zugkraftverhaltens landwirtschaftlicher Bodenbearbeitungsgeräte von Godwin und O'Dogherty [39] und König [40].

Aufgrund der Komplexität der Zusammenhänge im Bereich der Terramechanik wird häufig eine empirische oder halb-empirische Modellierung genutzt. Insbesondere die Berechnung des Traktionsverhaltens von Fahrwerken auf landwirtschaftlichen Böden und die Berechnung der Kraftwirkungen an Bodenbearbeitungsgeräten stellt aufgrund der Heterogenität und Komplexität landwirtschaftlicher Böden eine große Herausforderung dar. Nicht nur die jeweilige Bodenart, sondern auch der Bewuchs, der Verlauf der Bodenfestigkeit in den einzelnen Bodenhorizonten, die Bodenfeuchte und der Humusgehalt haben einen großen Einfluss auf das terramechanische Verhalten. Homogene Böden, wie der z.B. im Militärbereich relevante Wüstensand, lassen sich hingegen besser analytisch abbilden [23].

Im Rahmen dieser Arbeit werden sowohl für das Traktionsverhalten, als auch für den Zugkraftbedarf empirische Modelle verwendet. Zum einen, da die Modellierungstiefe empirischer Modelle für das in Kapitel 0 verwendete Streckenmodell angemessen ist, zum anderen sind mit dem Reifen-Boden-Modell von Schreiber [3] und der Geräte Modellierung der ASAE [41] geeignete empirische Berechnungsmodelle verfügbar und können direkt zum Erstellen des in Kapitel 1 beschriebenen Streckenmodells verwendet werden.

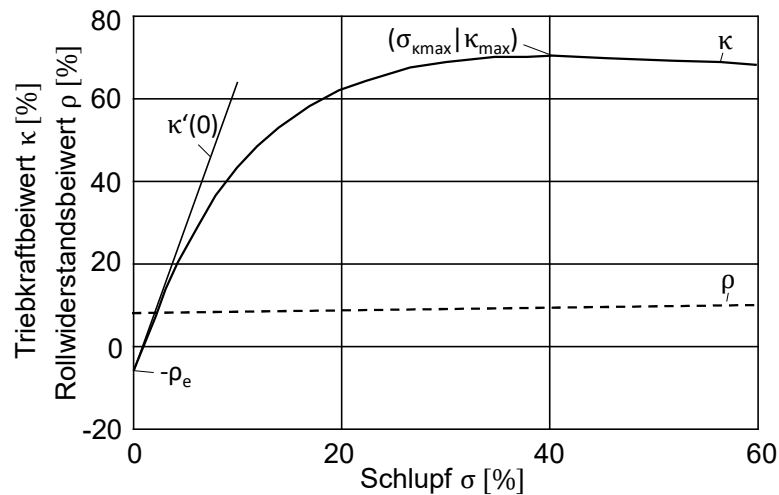
Das von Schreiber entwickelte empirische Reifen-Boden-Modell basiert auf den Arbeiten von Steinkampf [5] und Jahns [28]. Der Triebkraftbeiwert und der Rollwiderstandsbeiwert werden in Abhängigkeit vom Tribschlupf berechnet. Um auch ein lokales Maximum darstellen zu können, wird die Gleichung zur Berechnung des Triebkraftbeiwerts um einen weiteren Parameter  $d_1$  erweitert:

$$\kappa = a_1 - b_1 e^{-c_1 \cdot \sigma} - d_1 \cdot \sigma \quad (2.14)$$

$$\rho = a_2 + b_2 \cdot \sigma \quad (2.15)$$

**Bild 2-7** zeigt den qualitativen Verlauf des Triebkraftbeiwert und des Rollwiderstandsbeiwerts gemäß Formel (2.14) und (2.15). Der Parameter  $a_2$  entspricht dabei dem y-Achsenabschnitt des Rollwiderstandbeiwerts und der Parameter  $b_2$  der

Steigung des Rollwiderstandsbeiwertes über dem Schlupf. Die Parameter  $a_1$  bis  $d_1$  hingegen sind weniger offensichtlich. Mit ihnen können vier charakteristische Kennwerte des Kurvenverlaufs über dem Tribschlupf beschrieben werden.



**Bild 2-7:** Empirische Modellierung von Triebkraft- / Rollwiderstandsbeiwert [3]

1. Der y-Achsenabschnitt, der dem externen Rollwiderstandsbeiwert  $\rho_e$  entspricht
2. Die Steigung der Kurve bei Nullschlupf  $\kappa'(0)$
3. Der Schlupf bei maximalem Triebkraftbeiwert  $\sigma_{\max}$  (x-Koordinate des lokalen Maximums)
4. Der maximale Triebkraftbeiwert  $\kappa_{\max}$  (y-Koordinate des lokalen Maximums)

Die Parameter  $a_1$  bis  $d_1$  und  $a_2$  bis  $b_2$  müssen anhand der Auswertung von Messdaten geschätzt werden. Schreiber hat als Datenbasis die von Steinkampf in [5] veröffentlichten Messdaten genutzt. Für die Parametrierung des Traktionsmodells wurden von Schreiber jedoch andere Parameter als von Steinkampf und Jahns verwendet, welche sich mehr an praktisch greifbaren Werten wie der Bodenfeuchte und dem Tongehalt orientieren. Die Tabelle in Anhang A gibt eine Übersicht dieser sogenannten „k-Werte“, die jeweils einen Wert zwischen 0 und 1 annehmen können.

Der Zugkraftbedarf von Geräten ist abhängig von vielen Parametern. Neben Konstruktionsparametern wie der Form der Bodenbearbeitungswerkzeuge sind dies vor allem Bodenparameter wie Bodentyp und -zustand und Betriebspara-

meter wie die Arbeitsgeschwindigkeit und -tiefe [42]. Bei der nicht-wendenden Bodenbearbeitung ist der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Zugkraftbedarf annähernd linear [43] [44], während dieser bei der wendenden Bodenbearbeitung exponentiell ist [45] [46]. Die Arbeitsbreite und -tiefe hat einen linearen Einfluss auf den Zugkraftbedarf. Bei großen Arbeitstiefen kann sich aufgrund einer steigenden Bodenfestigkeit auch ein überproportionaler Anstieg der Zugkraft über der Arbeitstiefe ergeben. Schutte fasst in [47] Publikationen zu Zugkraftmessungen zusammen.

Die empirische Berechnung des Zugkraftbedarfs landwirtschaftlicher Geräte zur Bodenbearbeitung geht zurück auf die Pflugformel von Gorjatschkin Anfang des 20. Jahrhunderts [31]. Der Zugwiderstand teilt sich auf in einen statischen Anteil und einen Anteil, welcher quadratisch mit der Geschwindigkeit ansteigt. Dieser Ansatz wird später auch von Söhne [33] und Harrigan und Rotz verwendet [34]. Letztere schaffen durch Bereitstellung einer breiten Parameterdatenbank die Basis für den ASAE Standard D497.4 [41] zur Berechnung des Zugkraftbedarfs für unterschiedliche Bodenbearbeitungswerkzeuge und Böden. Schreiber verknüpft diesen mit dem von ihm in [3] erstellten empirischen Traktionsmodell, so dass die für die Parametrierung des Traktionsmodells verwendeten Bodenkennwerte auch das Zugkraftmodell nach [41] parametrieren:

$$F_{ZPx} = (s_d + b_g \cdot v + c_g \cdot v^2) \cdot b_G \cdot t_G \quad (2.16)$$

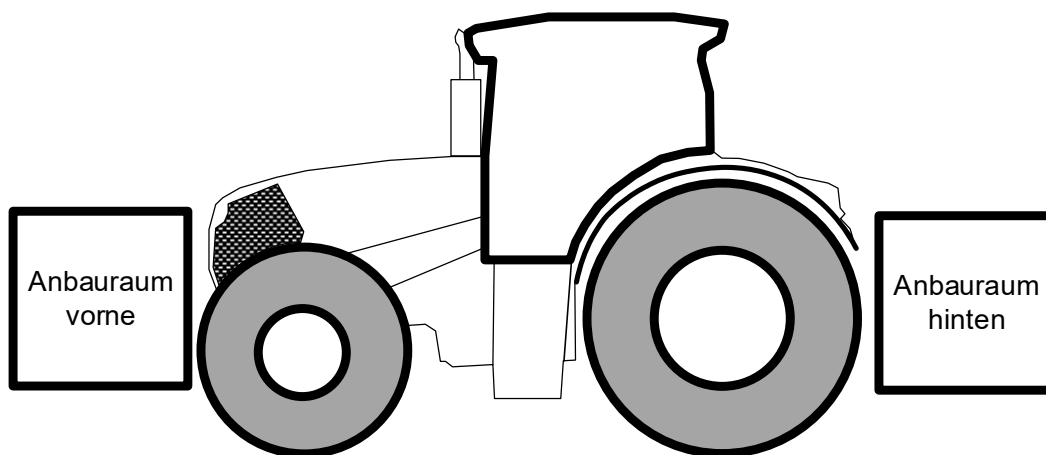
mit

$$\begin{aligned} s_d = & s_3 - 0,2 \cdot (s_1 - s_3) + 1,4 \cdot (s_1 - s_3) \cdot (0,1 \cdot k_{Bewuchs} \dots \\ & + 0,4 \cdot k_{FestO} + 0,2 \cdot k_{FestU} + 0,4 \cdot (k_{Feuchte} - k_{Feuchte}^2) \dots \\ & + 0,2 \cdot k_{Ton}) \end{aligned} \quad (2.17)$$

## 2.2 Der Standardtraktor

Bei dem im Rahmen dieser Arbeit zugrunde gelegten Traktor und bei dem verwendeten Versuchstraktor (vgl. Kapitel 4.3) handelt es sich um einen Standardtraktor. Dieser wird im Folgenden in seinen wesentlichen Eigenschaften

vorgestellt, die für das weitere Verständnis dieser Arbeit von Bedeutung sind. Der Standardtraktor stellt die in Europa am weitesten verbreitete Traktorbauart dar [1]. Charakteristisches Erkennungsmerkmal des Standardtraktors sind die im Vergleich zu den Hinterrädern kleineren Vorderräder, der annähernd über der Hinterachse platzierte Fahrer Arbeitsplatz sowie die Anbauräume und Geräteschnittstellen für Arbeitsgeräte und Anhänger an der Front und dem Heck des Traktors, **Bild 2-8**.



**Bild 2-8:** Der Standardtraktor gekennzeichnet durch unterschiedliche Rädergrößen, Anbauräume und die Lage des Fahrer Arbeitsplatzes

Nach Renius können Standardtraktoren in fünf Technologiestufen unterteilt werden (vgl. Anhang B) [9]. In den hochentwickelten Märkten wie Deutschland sind Traktoren der Technologiestufen IV und V weit verbreitet. Der Allradantrieb und die Komfortkabine gehören heute zum Standard. Zudem steigt der Anteil stufenloser Fahrgetriebe und elektronischer Assistenzsysteme stetig an. Die in der vorliegenden Arbeit gewonnen Erkenntnisse haben aber grundsätzlich für alle luftbereiften Traktoren ihre Gültigkeit.

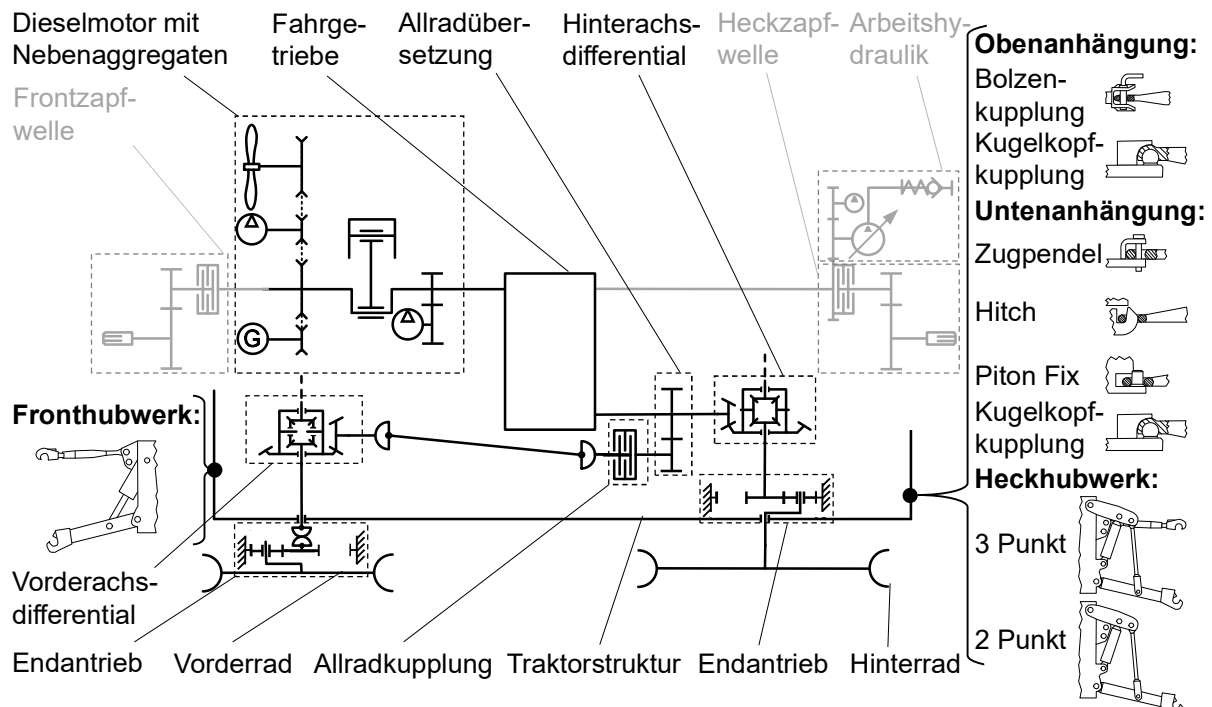
### 2.2.1 Antriebstrang und Geräteschnittstellen von Standardtraktoren

Traktoren sind multifunktionale mobile Arbeitsmaschinen und werden mit gekoppelten Geräten (angebaut, aufgesattelt, gezogen) für eine Vielzahl von Arbeiten eingesetzt. Um die Kompatibilität verschiedener Traktoren mit verschiedenen Geräten sicherzustellen, ist eine weitreichende Normung der Schnittstellen wie auch die der Leistungsübertragung vom Traktor auf das Gerät

unumgänglich. Standardtraktoren haben drei Pfade, über die Leistung vom Traktor zum Gerät übertragen werden kann:

1. Die **Zugleistung** wird über den Fahrtriebsstrang, das Fahrwerk des Traktors und die Geräteschnittstellen (Kupplungen, Hubwerk) auf das Gerät übertragen (vgl. ISO 730, ISO 8759-1).
2. Die **Zapfwellenleistung** wird über den Zapfwellentriebsstrang und den Zapfwellenanschluss des Traktors auf das Gerät übertragen (vgl. ISO 500).
3. Die **Hydraulikleistung** wird über die Anschlüsse der Steuerventile des Traktors (vgl. DIN 7241, DIN 10448 und DIN 16028) oder das Power Beyond (Direktzugriff auf die gesamte Hydraulikleistung) auf das Gerät übertragen.

Aktuell wird darüber hinaus in der Agricultural Industry Electronics Foundation, kurz AEF, an der Normung einer vierten Leistungsschnittstelle zur **elektrischen Leistungsübertragung** vom Traktor auf das Gerät gearbeitet. In **Bild 2-9** ist der Antriebsstrang eines Standardtraktors inklusive der genormten Geräteschnittstellen zur Leistungsübertragung auf das Gerät schematisch dargestellt.



**Bild 2-9:** Antriebsstrang eines Standardtraktors inklusive genormter Geräteschnittstellen nach [48] - Fahrtriebsstrang schwarz hervorgehoben

Der Dieselmotor muss neben der eigentlichen Nutzleistung in Form von Zug-, Zapfwellen- oder Hydraulikleistung zunächst eine Vielzahl von Nebenaggregaten mit Leistung versorgen. Die Nebenaggregate werden direkt vom Motor über einen Riementrieb oder den sogenannten „Lifeshaft“ angetrieben. Als „Lifeshaft“ bezeichnet man eine Welle, deren Drehzahl proportional zur Dieselmotordrehzahl ist. Klassischerweise ist dies die Welle zwischen Dieselmotor und Zapfwellengetriebe in der Hinterachse. Beispiele für Nebenaggregate sind der Lüfter des Kühlerpakets, die Pumpe für den Kühlmittelkreislauf, diverse Schmierölpumpen für Motor und Getriebe, der Kompressor für Druckluftbremse und Reifendruckregelanlage, der Klimaanlagekompressor sowie der Generator für die Bordelektrik.

Zur Erzeugung von Zugleistung treibt der Dieselmotor das Fahrgetriebe an. Der Wirkungsgrad der Leistungsübertragung im Fahrgetriebe hängt dabei unter anderem von der Getriebeart ab. Sowohl bei den Stufengetrieben als auch bei den stufenlosen Getrieben hat die Getriebeöltemperatur, die Getriebeübersetzung sowie das Drehzahl- und Lastniveau einen Einfluss auf den Wirkungsgrad. [49]

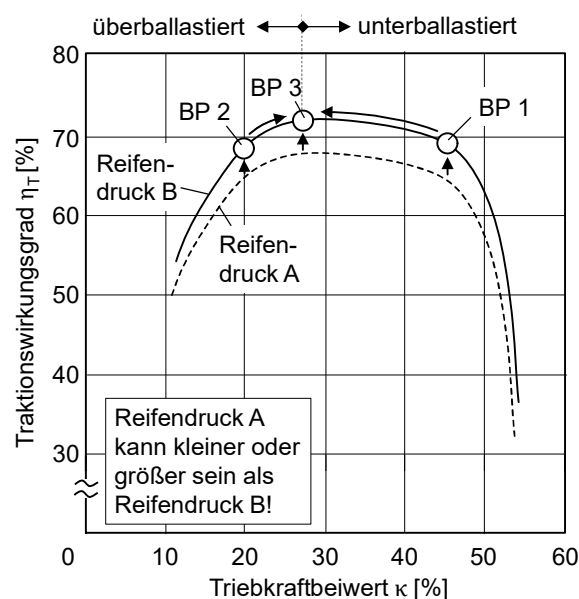
Bei Standardtraktoren ist der Allradantrieb, bis auf wenige Ausnahmen, fest drehzahlgekoppelt [50] [51]. Das bedeutet, dass beide Achsen bei aktiviertem Allradantrieb in einem konstruktiv vorgegebenen Drehzahlverhältnis angetrieben werden. Die Übersetzung wird so ausgelegt, dass in Kombination mit den Achsübersetzungen und den geforderten Reifengrößen die Umfangsgeschwindigkeit der Vorderräder bei Geradeausfahrt um 1 % - 6 % über der Umfangsgeschwindigkeit der Hinterräder liegt [52].

Die Aufteilung der Antriebsleistung auf die Achsen ergibt sich aufgrund des konstruktiv vorgegebenen Drehzahlverhältnisses aus den sich an den Rädern der Achse einstellenden Drehmomenten. Die Drehmomente resultieren aus den Kraftschlussbedingungen der Räder, also der jeweiligen vertikalen Radkraft und dem jeweiligen Umfangskraftbeiwert [50]. Der Umfangskraftbeiwert entspricht der Summe aus Rollwiderstandsbeiwert und Triebkraftbeiwert, Gleichung (2.12).

Die Achsen sind in **Bild 2-9** nur halbseitig dargestellt. Sowohl in der Vorder- als auch in der Hinterachse wird der Leistungsfluss durch eine Kegel-Tellerrad-

Verzahnung auf den Differentialkorb übertragen. Das Hinterachsdifferential ist in der Regel sperrbar ausgeführt [53]. Bei ungesperrtem Differential wird das Antriebsmoment gleichmäßig auf die Räder einer Achse übertragen (ideale Annahme: keine Verluste und damit kein Selbstsperrwert) und der Drehzahl- ausgleich zwischen den Rädern einer Achse bei Kurvenfahrt ermöglicht. Das maximal übertragbare Drehmoment an beiden Rädern einer Achse wird durch das Rad mit den schlechteren Kraftschlussbedingungen bestimmt. Bei gesperrtem Differential wird Drehzahlgleichheit der Räder einer Achse erzwungen und die Raddrehmomente ergeben sich an jedem Rad aus den jeweiligen Kraftschluss- bedingungen. Die Differentialsperren an Vorder- und Hinterachse sind in **Bild 2-9** nicht dargestellt. Die vom Differential auf die Triebräder verteilte Antriebs- leistung wird im Endantrieb auf Raddrehzahl und Raddrehmoment übersetzt. Der Wirkungsgrad der Achsen ist abhängig von der Getriebeöltemperatur, dem Getriebeölstand sowie dem Drehzahl- und Lastniveau im Getriebe [49].

Die Radeingangsleistung, also das Produkt aus Raddrehmoment und Radwinkelgeschwindigkeit, wird im Reifen-Boden-Kontakt mit dem Traktions- wirkungsgrad in Zugleistung gewandelt. Die Zugleistung ist das Produkt aus Zugkraft und Arbeitsgeschwindigkeit. In **Bild 2-10** ist der Traktionswirkungsgrad über dem Triebkraftbeiwert unabhängig vom Schlupf aufgetragen.



**Bild 2-10:** Einfluss der Ballastierung und des Reifendrucks auf den Traktions- wirkungsgrad nach [5]

Der Reifendruck und die Ballastierung des Traktors haben einen Einfluss auf den Verlauf des Traktionswirkungsgrads und die jeweiligen Betriebspunkte auf der Reifen-Boden-Kennlinie. Die gestrichelte Linie repräsentiert den beispielhaften Verlauf des Traktionswirkungsgrads bei einem Reifendruck A und die durchgezogene Linie entsprechend bei einem Reifendruck B. Es wird deutlich, dass der Reifendruck insbesondere einen Einfluss auf die Lage des Kurvenverlaufs im Diagramm hat [5].

Der Bediener kann die Lage des Betriebspunktes durch Änderung des Triebkraftbeiwerts beeinflussen. Dies kann grundsätzlich durch eine Änderung der horizontalen Radkraft, also des Zugkraftbedarfs, oder der vertikalen Radkraft geschehen. Die Arbeitstiefe, die Arbeitsgeschwindigkeit und die Arbeitsbreite haben einen Einfluss auf den Zugkraftbedarf. Für die Wahl der Arbeitstiefe sind ackerbauliche Aspekte ausschlaggebend, so dass eine freie Anpassung der Arbeitstiefe zur Zugkraftanpassung ausscheidet. Die Hubwerksregelung von Standardtraktoren variiert zwar die Arbeitstiefe, dies geschieht jedoch nur kurzzeitig bei ansteigender Zugkraft oder ansteigendem Tribschlupf aufgrund lokaler Änderung der Bodenbedingungen [17]. Bei der Einstellung des Systems wird die Empfindlichkeit auf Zugkraftänderungen so niedrig wie möglich bzw. der Schlupfgrenzwert so hoch wie möglich gewählt, um die Variation der Arbeitstiefe und deren Einfluss auf die Arbeitsqualität in Grenzen zu halten. Eine Anpassung der Arbeitsgeschwindigkeit ist denkbar, wobei je nach Arbeitsprozess ackerbauliche Aspekte eine Rolle spielen, da die Arbeitsgeschwindigkeit sich auf die Arbeitsqualität auswirkt. Außerdem bedingt eine reduzierte Arbeitsgeschwindigkeit eine reduzierte Flächenleistung. Bei einigen Pflügen besteht die Möglichkeit den Zugkraftbedarf über eine Variation der Arbeitsbreite anzupassen [54]. Allerdings hat die Änderung der Arbeitsbreite beim Pflug auch einen Einfluss auf die Arbeitsqualität.

Aufgrund der beschriebenen Einschränkungen bei der Einflussnahme des Bedieners auf den Zugkraftbedarf des Gerätes, erfolgt die Änderung des Triebkraftbeiwerts in der Praxis durch eine Anpassung der vertikalen Radkraft in Form einer Ballastierung des Traktors. Standardtraktoren bieten zu diesem Zweck



eine Vielzahl von Ballastierungsmöglichkeiten. Zum besseren Verständnis des Einflusses der Ballastierung auf die Lage des aktuellen Betriebspunktes sind in **Bild 2-10** beispielhaft drei Betriebspunkte eingezeichnet. Betrachtet man den Verlauf des Traktionswirkungsgrads über dem Triebkraftbeiwert, so wird deutlich, dass in diesen Beispielen sowohl für Reifendruck A als auch für Reifendruck B ein Triebkraftbeiwert von 28 % zu maximalem Traktionswirkungsgrad führt (vgl. Betriebspunkt 3 bei Reifendruck B). Betriebspunkt 1 repräsentiert einen unterballastierten Traktor (geringe vertikale Radkraft im Vergleich zur horizontalen Radkraft) mit einem zu hohen Triebkraftbeiwert von 45 %, während Betriebspunkt 2 einen überballastierten Traktor mit einem zu niedrigen Triebkraftbeiwert von 20 % repräsentiert.

### 2.2.2 Kräfte am Traktor

Die bei Zugarbeiten, Fahren in Schichtlinie am Hang und bei Kurvenfahrt am Traktor angreifenden Kräfte sind für das weitere Verständnis von Bedeutung. Die Berechnungsgrundlagen werden an dieser Stelle eingeführt und in den folgenden Kapiteln an entsprechender Stelle aufgegriffen.

Die bei **Zugarbeiten** an den Rädern des Traktors und der Geräteschnittstelle angreifenden Kräfte verursachen eine dynamische Achslastverlagerung. Die Achslastverlagerung führt wiederum zu einer Änderung der an den Rädern wirkenden Kräfte und damit zurückwirkend zu einer Änderung der Kräfte an der Geräteschnittstelle, da die vertikale Radkraft, der Rollwiderstand und die horizontale Radkraft unmittelbar miteinander verknüpft sind. Die Zusammenhänge lassen sich verdeutlichen, indem man mithilfe des in **Bild 2-11** dargestellten zweidimensionalen Freischnitts des Traktors die Kräftegleichgewichte in x- und z-Richtung und das Drehmomentgleichgewicht in der x-z-Ebene aufstellt. Da die konstante Fahrt in der Ebene betrachtet wird, treten Steigungswiderstände oder dynamische Massenkräfte in diesem Fall nicht auf. Das Eigengewicht des Traktors und die Ballastierungsgewichte verursachen folglich nur die vertikal ausgerichteten Kräfte  $F_G$ ,  $F_{FB}$  und  $F_{RB}$  im jeweiligen Schwerpunkt. An den Rädern wirken die Radkräfte  $F_{Gv}$  und  $F_{Gh}$  der Summe der Gewichtskräfte  $F_G$ ,  $F_{FB}$  und  $F_{RB}$  entgegengesetzt in vertikaler Richtung und die

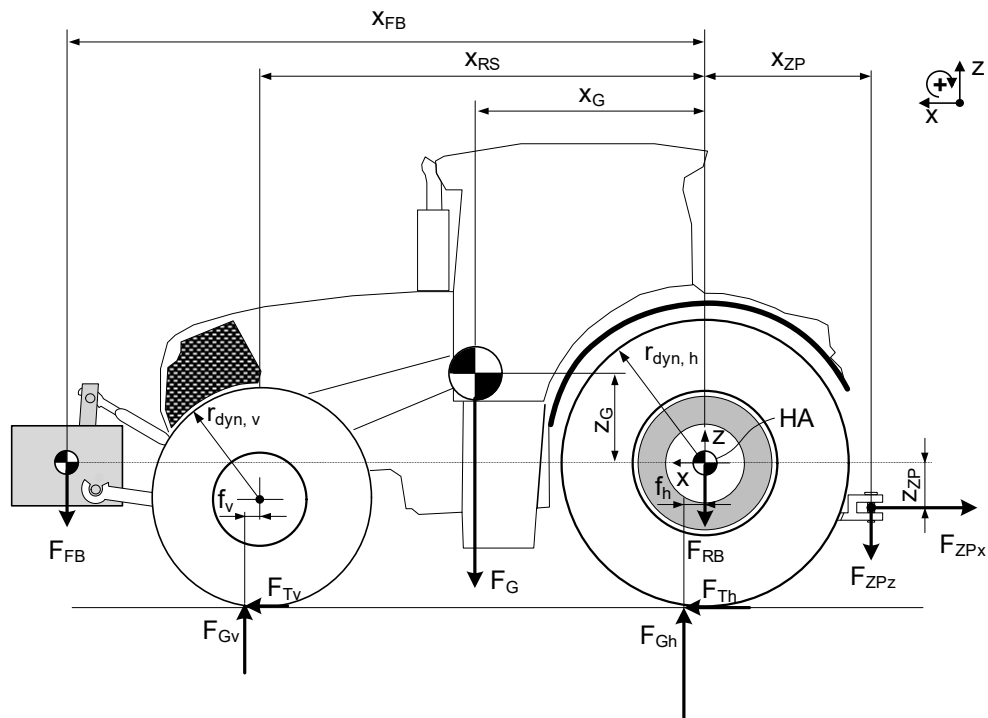
Radzugkräfte  $F_{Tv}$  und  $F_{Th}$  der Gerätezugkraft  $F_{ZPx}$  entgegengesetzt in horizontaler Richtung. Die Geräteschnittstelle ist in **Bild 2-11** als Zugpendel (ZP) dargestellt an dem eine horizontale Kraft  $F_{ZPx}$  und eine vertikale Kraft  $F_{ZPz}$  vom Gerät wirken.

Das Kräftegleichgewicht in x-Richtung lautet:

$$\sum F_x = 0 = F_{Tv} + F_{Th} - F_{ZPx} \quad (2.18)$$

Das Kräftegleichgewicht in z-Richtung ergibt:

$$\sum F_z = 0 = -F_G - F_{FB} - F_{RB} + F_{Gv} + F_{Gh} - F_{ZPz} \quad (2.19)$$



$f_h$	Versatz der vertikalen Radkraft hinten	$r_{dyn,h}$	Wirkradius der horizontalen Bodenkräfte hinten
$f_v$	Versatz der vertikalen Radkraft vorne	$r_{dyn,v}$	Wirkradius der horizontalen Bodenkräfte vorne
$F_{FB}$	Gewichtskraft Frontballast	$x_G$	horizontaler Abstand des Schwerpunktes zur Hinterachse
$F_G$	Gewichtskraft Traktor	$x_{RS}$	Radstand
$F_{Gh}$	vertikale Radkraft Hinterachse	$x_{ZP}$	horizontaler Abstand des Zugpunktes zur Hinterachse
$F_{Gv}$	vertikale Radkraft Vorderachse	$x_{FB}$	horizontaler Abstand des Schwerpunktes des Frontballasts zur Hinterachse
$F_{RB}$	Gewichtskraft Radballast	$z_G$	vertikaler Abstand des Schwerpunktes zur Hinterachse
$F_{Th}$	horizontale Radkraft Hinterachse	$z_{ZP}$	vertikaler Abstand des Zugpunktes zur Hinterachse
$F_{Tv}$	horizontale Radkraft Vorderachse		
$F_{ZPx}$	horizontale Kraft am Zugpunkt		
$F_{ZPz}$	vertikale Kraft am Zugpunkt		

**Bild 2-11:** Am Traktor mit Allradantrieb bei Zugarbeiten wirkende Kräfte

Es folgt für die Hinterachslast  $F_{Gh}$ :

$$F_{Gh} = F_G + F_{FB} + F_{RB} - F_{Gv} + F_{ZPz} \quad (2.20)$$

Für das Drehmomentgleichgewicht um den Punkt HA in der x-z-Ebene erhält man:

$$\begin{aligned} \sum M_{HA} = 0 = & F_{Tv} \cdot r_{dyn,h} + F_{Th} \cdot r_{dyn,h} - F_{ZPx} \cdot z_{ZP} - F_G \cdot x_G \dots \\ & - F_{FB} \cdot x_{FB} + F_{Gv} \cdot (x_{RS} + f_v) + F_{Gh} \cdot f_h + F_{ZPz} \cdot x_{ZP} \end{aligned} \quad (2.21)$$

Durch Umformen und mit  $f_v$  und  $f_h \approx 0$  ergibt sich für die Vorderachslast  $F_{Gv}$  zu:

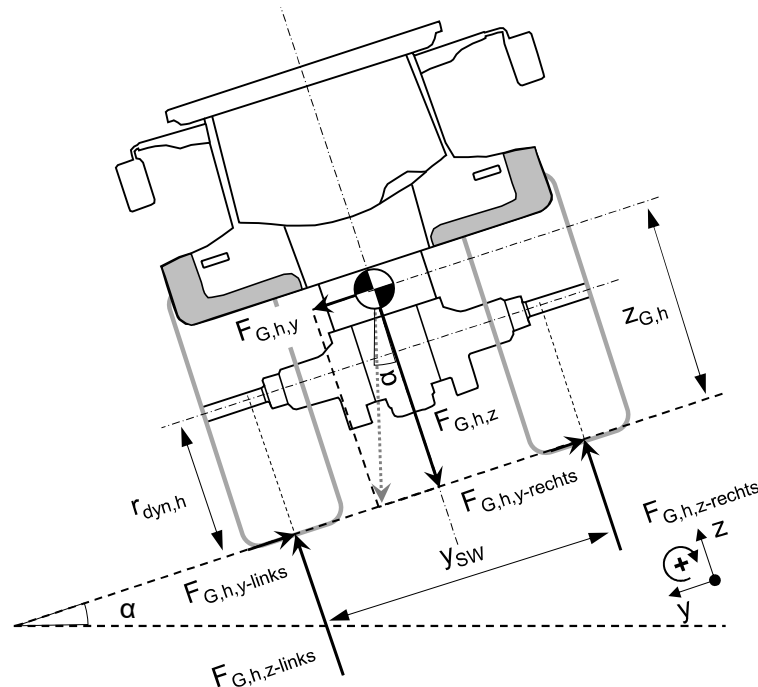
$$F_{Gv} = \frac{F_{ZPx} \cdot z_{ZP} + F_G \cdot x_G + F_{FB} \cdot x_{FB} - (F_{Tv} + F_{Th}) \cdot r_{dyn,h} - F_{ZPz} \cdot x_{ZP}}{(x_{RS})} \quad (2.22)$$

Durch das Aufstellen des Drehmomentgleichgewichtes um den Punkt HA in der x-z-Ebene wird deutlich, dass neben den Kräften vor allem auch die Lage der Kraftangriffspunkte, also die Geometrie des Traktors, einen Einfluss auf die Kräfteverhältnisse hat. Sowohl die Größe der in den Schwerpunkten der Ballastgewichte angreifenden Gewichtskräfte, als auch die Lage der Schwerpunkte lässt sich durch Anpassen der Ballastierung des Traktors (in Grenzen) beeinflussen. Da horizontale und vertikale Kräfte in der Drehmomentgleichung enthalten sind, wird außerdem deutlich, dass die Kräfte in x- und z-Richtung einander beeinflussen.

Beim **Fahren in Schichtlinie am Hang** wirken neben den Aufstandskräften (z-Richtung) und den Triebkräften (x-Richtung) auch Seitenführungskräfte (y-Richtung) im Reifenlatsch. Außerdem kommt es durch die Hangneigung und der damit verbundenen Verlagerung des Schwerpunktes zu einer asymmetrischen Achslastverteilung. In **Bild 2-12** sind die bei der Fahrt in Schichtlinie am Hang in der y-z-Ebene an der Hinterachse des Traktors angreifenden Kräfte vereinfacht dargestellt. Der eingezeichnete Schwerpunkt entspricht dem auf die Hinterachse des Traktors wirkenden Anteil der Gesamtgewichtskraft des Traktors. Durch die Hangneigung  $\alpha$  steht auch der Kraftvektor der Gewichtskraft  $F_{Gh}$  unter dem Winkel  $\alpha$  relativ zur z-Achse des Koordinatensystems und lässt sich in eine horizontale und eine vertikale Komponente zerlegen.

Hiermit ergibt sich für das Kräftegleichgewicht in y-Richtung:

$$\sum F_y = 0 = F_{G,h} \cdot \sin \alpha - F_{G,h,y-links} - F_{G,h,y-rechts} \quad (2.23)$$



$\alpha$	Hangwinkel
$F_{G,h,z}$	vertikale Komponente der Hinterachslast
$F_{G,h,y}$	horizontale Komponente der Hinterachslast
$F_{G,h,y-links}$	Seitenführungskraft linkes Hinterrad
$F_{G,h,y-rechts}$	Seitenführungskraft rechtes Hinterrad
$F_{G,h,z-links}$	Radlast linkes Hinterrad
$F_{G,h,z-rechts}$	Radlast rechtes Hinterrad
$r_{dyn,h}$	Wirkradius der Bodenkräfte hinten
$y_{SW}$	Spurweite an der Hinterachse
$z_G$	Höhe Schwerpunkt

**Bild 2-12:** Vereinfachte Darstellung der Kräfte am Traktor bei der Fahrt in Schichtlinie am Hang

Und für das Kräftegleichgewicht in z-Richtung:

$$\sum F_z = 0 = F_{G,h,z-rechts} + F_{G,h,z-links} - F_{G,h} \cdot \cos \alpha \quad (2.24)$$

Sowie für das Drehmomentgleichgewicht um den Aufstandspunkt des rechten Hinterrades:

$$\sum M_{HR-rechts} = 0 = F_{G,h,z-links} \cdot y_{SW} - F_{G,h} \cdot \sin \alpha \cdot z_{G,h} \quad (2.25)$$

Aus den Gleichgewichtsbedingungen folgt für die Aufstandskraft des linken Hinterrades:

$$F_{G,h,z-links} = F_{G,h} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{z_{G,h}}{y_{SW}} \quad (2.26)$$

Und für die Aufstandskraft des rechten Hinterrades durch Einsetzen in Gleichung (2.24):

$$F_{G,h,z-rechts} = F_{G,h} \left( \cos \alpha - \sin \alpha \cdot \frac{z_{G,h}}{y_{SW}} \right) \quad (2.27)$$

Für die Seitenkräfte folgt durch Umstellen von Gleichung (2.23):

$$F_{G,h,y-links} + F_{G,h,y-rechts} = F_{G,h} \cdot \sin \alpha \quad (2.28)$$

Die Aufteilung der abzustützensen Seitenkräfte  $F_{G,h,y-links}$  und  $F_{G,h,y-rechts}$  zur Abstützung der Hangabtriebskraft ergibt sich aus der jeweiligen vertikalen Radkraft und dem Reibungskoeffizienten in y-Richtung  $\kappa_y$ .

Aus Formel (2.26) folgt für die Seitenkraft am linken Hinterrad:

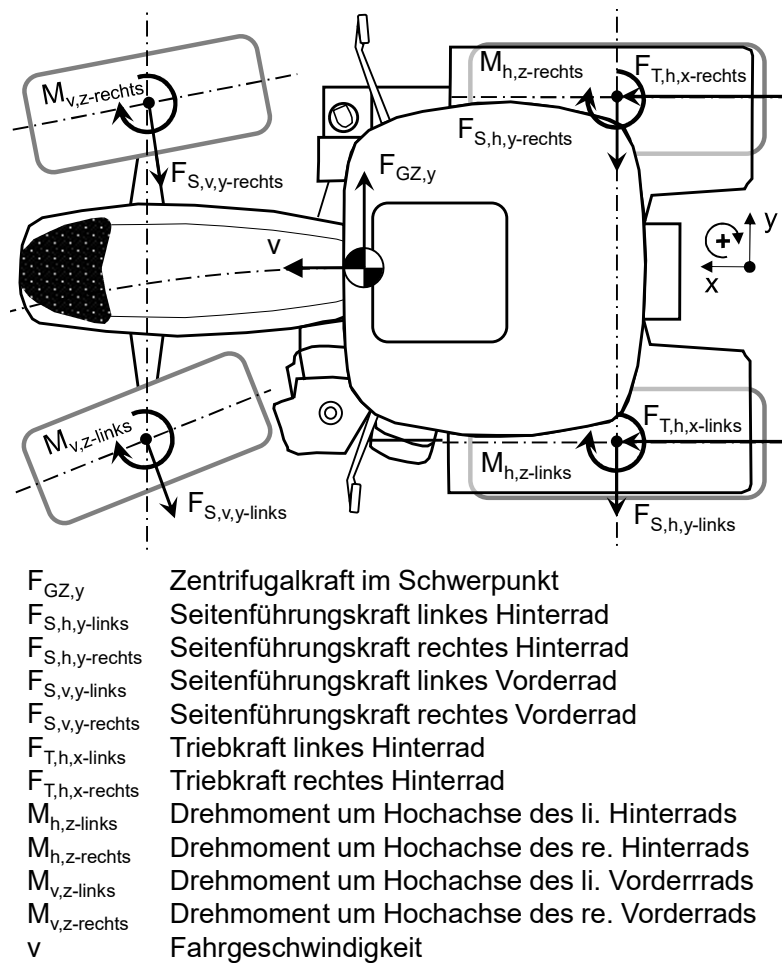
$$F_{G,h,y-links} = F_{G,h} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{z_{G,h}}{y_{SW}} \cdot \kappa_y \quad (2.29)$$

und mit Formel (2.27) entsprechend für die Seitenkraft am rechten Hinterrad:

$$F_{G,h,y-rechts} = F_{G,h} \left( \cos \alpha - \sin \alpha \cdot \frac{z_{G,h}}{y_{SW}} \right) \cdot \kappa_y \quad (2.30)$$

Bei gleichen Reibungskoeffizienten am linken und am rechten Hinterrad teilen sich die Seitenkräfte demnach entsprechend der linken und der rechten vertikalen Radkraft auf, welche wiederum von der Hangneigung abhängt.

Bei der **Kurvenfahrt** kommt es wie schon bei der Fahrt in Schichtlinie am Hang zu Seitenkräften im Reifen-Boden-Kontakt, welche die bei Kurvenfahrt im Schwerpunkt des Fahrzeugs angreifenden Massenkräfte am Boden abstützen. Neben den Seitenkräften kommt es durch das Drehen des Rades auf der Fahrbahn zu einem Drehmoment um die Hochachse des Rades. In **Bild 2-13** sind die bei Kurvenfahrt am Traktor angreifenden Kräfte und Drehmomente vereinfacht dargestellt.



**Bild 2-13:** Vereinfachte Darstellung der bei Kurvenfahrt mit Hinterradantrieb am Traktor wirkenden Kräfte

### 2.2.3 Ballastierung und Bereifung von Standardtraktoren

Traktoren bieten die Möglichkeit das Gesamtgewicht und die Achslastverteilung durch eine **Ballastierung** (in Grenzen) zu beeinflussen (vgl. Kapitel 2.2.2). Hierfür gibt es im Wesentlichen zwei Motivationen:

1. Optimieren des Traktionswirkungsgrads
2. Sicherstellen von Lenkbarkeit und Fahrsicherheit

Die Optimierung des Traktionswirkungsgrads durch eine angepasste Ballastierung wurde in Kapitel 2.2.1 bereits ausführlich beschrieben. Zum Sicherstellen der Lenkbarkeit und der Fahrsicherheit ist in Deutschland vom Gesetzgeber vorgeschrieben, dass die minimale Achslast bei Straßenfahrt an der gelenkten Achse bei Fahrgeschwindigkeiten oberhalb von 25 km/h nicht weniger

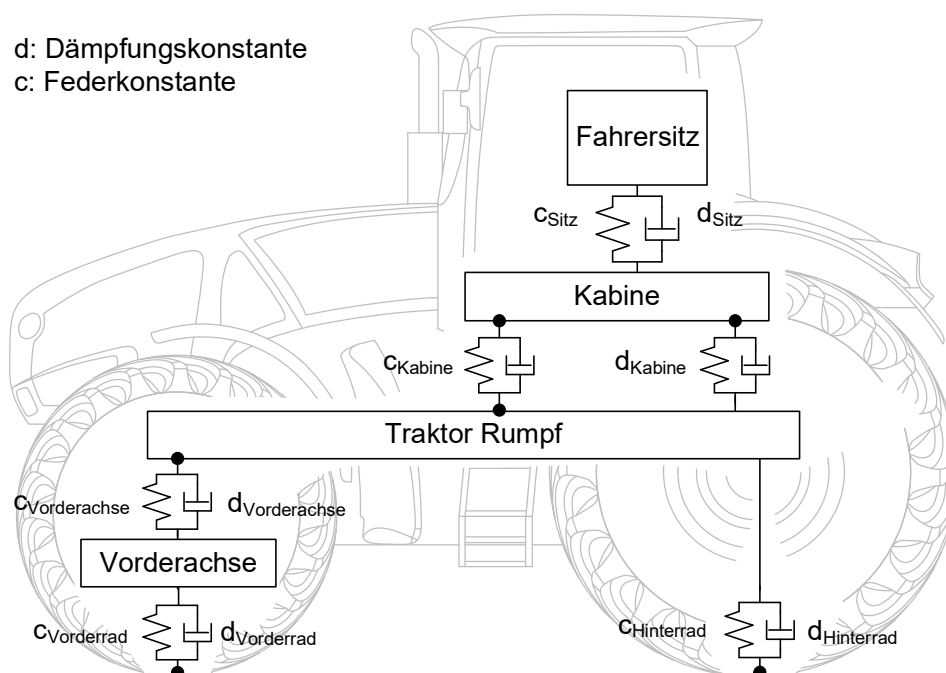
als 20 % des aktuellen Fahrzeuggewichts und unterhalb von 25 km/h nicht weniger als 10 % des aktuellen Fahrzeuggewichts betragen darf [55]. So werden Traktoren nicht nur bei schweren Zugarbeiten auf dem Feld, sondern beispielsweise auch bei Transportarbeiten auf der Straße und bei Pflegearbeiten ballastiert, wenn die vom Gerät auf den Traktor übertragenden Stützkkräfte die Achslasten des Traktors zu stark negativ beeinflussen, so dass der Grenzwert unterschritten wird. Übliche Formen der Ballastierung sind Gewichte im Fronthubwerk, Gewichte in den Rädern oder auch die Wasserfüllung der Räder. Bei der Ballastierung ist darüber hinaus stets zu beachten, dass vom Gesetzgeber für die Straßenfahrt Obergrenzen für das zulässige Gesamtgewicht (18 t für Zweiachsfahrzeuge) und die maximalen Achslasten (11,5 t für angetriebene Achsen) vorgegeben sind [56].

Ferner fordert der Gesetzgeber im Rahmen des Bundes-Bodenschutzgesetzes (BodSchG) [57] die nachhaltige Sicherung der Bodenfruchtbarkeit und Leistungsfähigkeit des Bodens als natürliche Ressource. In diesem Zusammenhang wird auf die gute fachliche Praxis verwiesen (vgl. auch VDI Richtlinie 6101 [18]), um Schadverdichtungen des Bodens durch die zur landwirtschaftlichen Bodennutzung eingesetzten Geräte zu vermeiden.

Neben den vom Gesetzgeber vorgeschriebenen Obergrenzen muss außerdem sichergestellt werden, dass die technisch zulässigen Grenzen nicht überschritten werden. Hierbei wird das zulässige Gesamtgewicht und die maximalen Achslasten durch die Strukturfestigkeit der tragenden Bauteile, wie die Achstrichter- und das Hinterachsgehäuse, begrenzt [58]. Darüber hinaus erfolgt die Auslegung des Antriebsstrangs auf ein Lastkollektiv [59]. Dieses wird unter anderem durch die vertikalen Radkräfte und die im Antriebsstrang wirkenden Drehmomente bestimmt.

**Traktorreifen** müssen neben der Aufnahme von Kräften in Längsrichtung, verursacht durch Zug- und Bremskräfte, auch Seitenkräfte bei Kurvenfahrt und bei Fahrt in Querrichtung zum Hang und Kräfte in Vertikalrichtung aufnehmen. Die Wandlung der Radnabenleistung in Zugleistung im Reifen-Boden-Kontakt muss im Sinne der Betriebskostenminimierung möglichst effizient erfolgen.

Darüber hinaus ist die Bodenschonung beim Befahren landwirtschaftlicher Böden durch geringe Bodendrucke eine wichtige Anforderung an Traktorreifen aus ackerbaulicher Sicht. Beim Befahren von Grasnarben kommt es außerdem auf eine gute Oberflächenschonung an. Beim Einsatz auf der Straße sollte die Verlustleitung durch einen geringen Rollwiderstand minimiert werden und der Reifenverschleiß nicht zu groß sein. Der Einfluss der Reifeneigenschaften auf die Fahrdynamik ist ein weiteres wichtiges Kriterium. Die Bereifung übernimmt bei Standardtraktoren an der Hinterachse und bei Traktoren ohne Vorderachsfederung auch an der Vorderachse die Funktion der Fahrwerksfederung und Dämpfung, **Bild 2-14**. Bei landwirtschaftlich genutzten Traktoren kommen aufgrund des guten Kompromisses aus Zugkraft-, Selbstreinigungs- und Verschleißverhaltens sowie Fahrkomfort und Seitenführung, Reifen mit dem v-förmigen Ackerschlepperprofil zum Einsatz (AS-Bereifung). [9] [17]

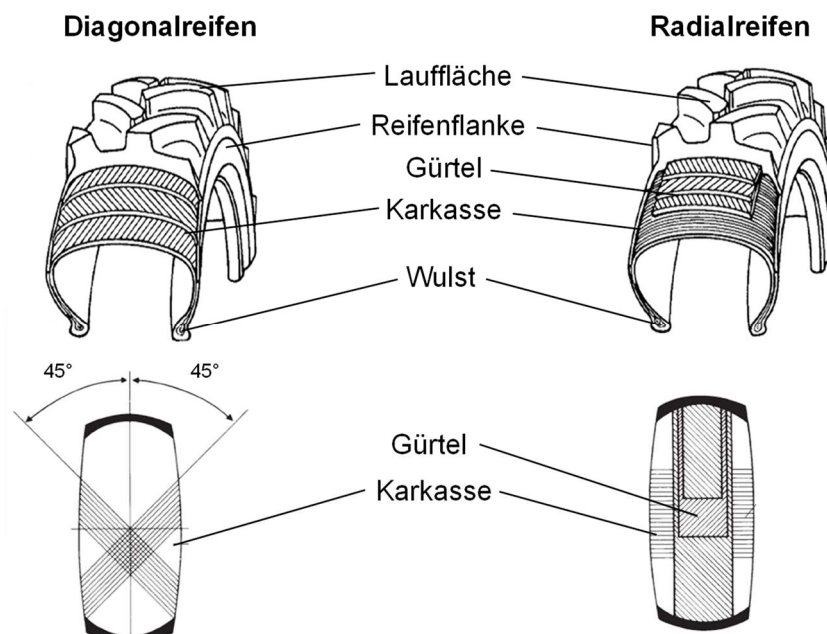


**Bild 2-14:** Feder- und Dämpferelemente eines Standardtraktors nach [1]

Grundsätzlich unterscheidet man bei Traktorreifen weiterhin zwischen zwei Grundbauarten, den Diagonalreifen und den Radialreifen, **Bild 2-15**. Bei den Diagonalreifen verlaufen die Gewebereinlagen der einzelnen Schichten der



Karkasse in einem  $45^\circ$  Winkel zueinander von Wulst zu Wulst. Bei den Radialreifen verlaufen die Gewebelinien der Karkasse orthogonal von Wulst zu Wulst. Im Bereich der Lauffläche befindet sich bei den Radialreifen der Gürtel, welcher aus mehreren Gewebeschichten besteht, die in einem  $45^\circ$  Winkel relativ zur Wulst angeordnet mit dieser aber nicht direkt verbunden sind. Im Vergleich zu den Diagonalreifen ergeben sich durch diesen Aufbau weichere Reifenflanken, wodurch sowohl das Walk- und damit das Verformungs-, das Rollwiderstands- und letztendlich das Traktionsverhalten verbessert wird. Radialreifen besitzen durch die erhöhte Flexibilität im Vergleich zu den Diagonalreifen höhere Tragfähigkeiten bei niedrigeren Reifendrücken. Nachteil der Radialreifen sind die höheren Herstellkosten. [1]



**Bild 2-15:** Grundsätzlicher Aufbau von Diagonal- und Radialreifen nach [60]

Die Reifentragfähigkeit wird vom Reifendruck und dem Luftvolumen beeinflusst. Bei gleichem Reifendruck steigt die Reifentragfähigkeit mit dem im Reifeninneren eingeschlossenen Luftvolumen, welches wiederum von der Reifengröße abhängt. Bei gleicher Reifengröße steigt die Reifentragfähigkeit mit dem Reifendruck an. Hersteller von Reifen für landwirtschaftliche Traktoren veröffentlichen Tabellen für jeden Reifentyp und die jeweils verfügbaren Reifengrößen, in welchen die Reifentragfähigkeit über dem Reifendruck und der

Arbeitsgeschwindigkeit aufgetragen ist. **Tabelle 2-1** zeigt beispielhaft eine Reifentragfähigkeitstabelle der Firma Michelin für einen Radialreifen vom Typ „MultiBib“ der Dimension 650/65 R38.

**Tabelle 2-1:** Reifentragfähigkeitstabelle eines Reifens der Firma Michelin vom Typ „MultiBib“ in der Dimension 650/65 R38 [61]

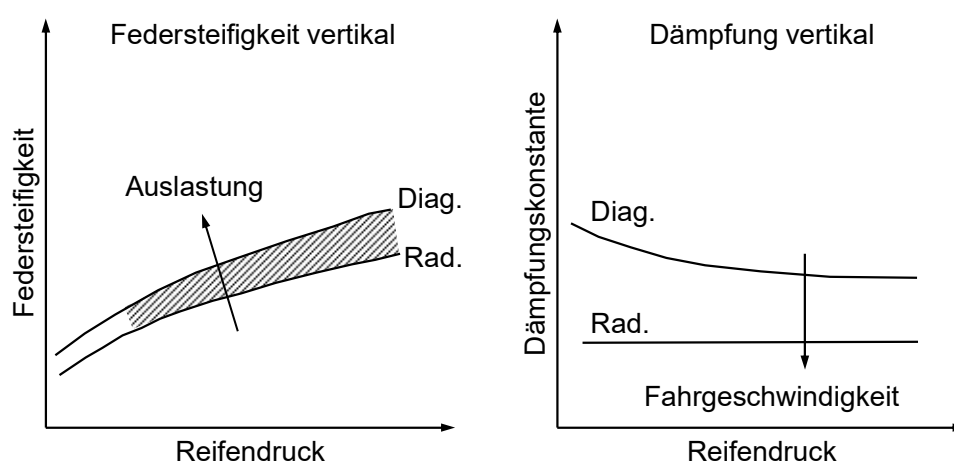
Tragfähigkeit [kg] pro Reifen bei Reifendruck [bar]											
km/h	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	1,9	2,0
65	-	-	2300	2685	3065	3450	3750	4125	-	-	-
50	-	-	2420	2820	3220	3620	3975	4330	-	-	-
40	-	-	2520	2940	3360	3780	4150	4520	-	-	-
<b>30</b>	<b>2190</b>	<b>2420</b>	<b>2650</b>	<b>3090</b>	<b>3530</b>	<b>3970</b>	<b>4355</b>	<b>4740</b>	-	-	-
<b>10</b>	<b>2900</b>	<b>3125</b>	<b>3350</b>	<b>3775</b>	<b>4200</b>	<b>4625</b>	<b>5005</b>	<b>5390</b>	<b>5770</b>	<b>5960</b>	<b>6150</b>

Für Zugarbeiten auf landwirtschaftlichen Böden sind die untersten zwei Zeilen der Tabelle von besonderem Interesse, da die Arbeitsgeschwindigkeiten im Bereich von 4 km/h bis 15 km/h liegen. In diesen Geschwindigkeitsbereichen sind minimale Reifendrucke von bis zu 0,4 bar zulässig. Betrachtet man den Unterschied der Reifentragfähigkeit zwischen praxisüblichen Reifendrucken von 0,6 bar und 1,6 bar, so wird deutlich, wie sehr die Reifentragfähigkeit vom Reifendruck abhängig ist. Die Reifentragfähigkeit reduziert sich für Arbeitsgeschwindigkeiten bis zu 10 km/h um fast 40 % und für Arbeitsgeschwindigkeiten bis zu 30 km/h um fast 45 %.

Beim Vergleich des Betriebsverhaltens von Luftreifen auf nachgiebigen Böden wird häufig die Reifenauslastung angegeben. Die Reifenauslastung entspricht dem Quotienten aus der aktuellen vertikalen Radkraft und der bei der aktuellen Fahrgeschwindigkeit und dem aktuellen Reifendruck maximal zulässigen Tragfähigkeit des Reifens. Eine Reifenauslastung von 100% bedeutet also, dass der Reifen an der Reifentragfähigkeitsgrenze betrieben wird.

**Bild 2-16** zeigt die Federsteifigkeit und die Dämpfungskonstante in vertikaler Richtung von Traktorreifen in Diagonal- und Radialbauweise aufgetragen über dem Reifendruck. Die Federsteifigkeit und die Dämpfungskonstante von

Diagonalreifen liegen aufgrund der steiferen Karkasse über der von Radialreifen. Außerdem wird deutlich, dass der Reifendruck einen Einfluss auf die Federsteifigkeit in vertikaler Richtung hat. Diese steigt bei Diagonal- und Radialreifen mit dem Reifendruck an. Die Dämpfungskonstante hingegen sinkt bei Diagonalreifen mit steigendem Reifendruck, während der Reifendruck bei Radialreifen keinen Einfluss auf die Dämpfungskonstante nimmt. Der Reifendruck wirkt sich also auch auf die fahrdynamischen Eigenschaften und den Fahrkomfort aus.



**Bild 2-16:** Einfluss des Reifendruckes auf die Federsteifigkeit und die Dämpfungskonstante in Vertikalrichtung [62]

### 2.3 Reifendruckregelanlagen für Standardtraktoren

Mit einer Reifendruckregelanlage kann der Reifendruck während der Fahrt verändert werden. Ein vom Bediener eingestellter Reifendruck wird vom System automatisch eingeregelt. Bisher bieten nur zwei Hersteller, die Firma AGCO Fendt und die Firma CLAAS, Reifendruckregelanlagen ab Werk an. Bei einem Großteil der am Markt vorhandenen Systeme handelt es sich um Nachrüstlösungen von Drittanbietern. Bei fast allen Systemen lässt sich für jede Achse ein Reifendruck für die Feld- und Straßenfahrt abspeichern. Die Entscheidung, welcher Reifendruck eingestellt wird, muss jedoch bei allen am Markt verfügbaren Systemen vom Bediener getroffen werden. Einige Hersteller von Landmaschinen oder Landmaschinenreifen sowie Forschungsanstalten bieten

Entscheidungshilfen an, welche einen Reifendruck auf Basis vom im System hinterlegten Parametern und Bedienereingaben vorschlagen.

Im Rahmen dieser Arbeit sind vor allem Veröffentlichungen von Interesse, die sich explizit mit Reifendruckregelanlagen für Traktoren bzw. den Auswirkungen einer Reifendruckanpassung bei Traktoren beschäftigen. In Kapitel 2.3.2 wird ein Überblick über relevante Arbeiten geschaffen. Neben der Reduzierung von Schadverdichtungen und der Optimierung des Traktionsverhaltens steht auch die grundsätzliche Konzeptionierung von Reifendruckregelanlagen im Fokus einiger Untersuchungen.

### 2.3.1 Technische Lösungen zur Reifendruckeinstellung

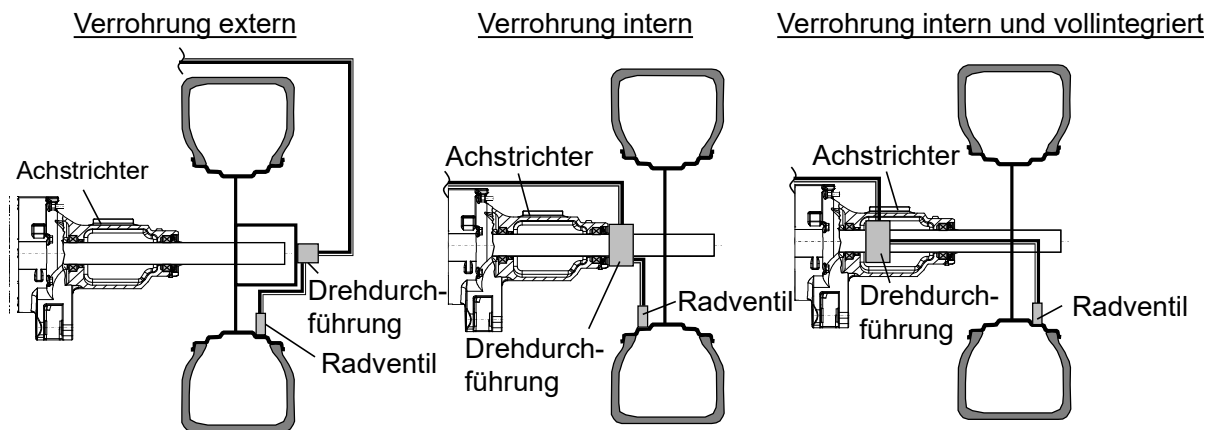
Bei den heute für Traktoren verfügbaren **Reifendruckregelanlagen** handelt es sich um reine Druckregelanlagen. Die verschiedenen Systeme lassen sich entsprechend ihres Systemaufbaus einteilen, **Tabelle 2-2**.

**Tabelle 2-2:** Übersicht Variantenvielfalt von Reifendruckregelanlagen

Druckluf- zeugung	Kolbenkompressor		Radialverdichter
Antrieb	Mechanisch		Hydraulisch
Externer Kompressor	Ja		Nein
Versorgung Anbaugerät	Ja		Nein
Drehdurch- führung	Extern verrohrt	Intern verrohrt	Intern verrohrt und voll integriert
Anzahl Kanäle	1 Kanal	2 Kanal	3 Kanal
Druckmessung	Statisch: Drucksensor in Füllleitung	Dynamisch: Druckabfall über Blende in Füllleitung	Dynamisch: Drucksensor im Rad
Druckspeicherung	Ja		Nein

Grundsätzlich wird zunächst unterschieden, ob die Druckluft von einem Kolben- oder Radialverdichter erzeugt wird und ob dieser mechanisch oder hydraulisch angetrieben wird. Um die Leistungsfähigkeit der Druckluftherzeugung zu erhöhen und die Füllzeiten zu reduzieren, werden optional zusätzliche Kompressoren auf dem Traktor oder dem Gerät verbaut. Einige Systeme bieten die Möglichkeit, die

Räder eines Geräts oder Anhängers in die Reifendruckregelung einzubinden. Für die Art der Drehübertragung zu den Rädern wird unterschieden, ob die Verrohrung extern über den Kotflügel oder intern realisiert wurde. Bei der internen Verrohrung unterscheidet man weiter zwischen angebauten und vollintegrierten Lösungen, **Bild 2-17**.



**Bild 2-17:** Möglichkeiten der Kanalführung bei Reifendruckregelanlagen am Beispiel eines 2-Kanal-Systems an der Hinterachse eines Standardtraktors

Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal ist die Anzahl der Kanäle. Bei 1-Kanal-Systemen gibt es nur einen Füll- und Entleerkanal zur Druckänderung im Reifen. Aus Sicherheitsgründen ist am Rad ein handbetätigtes oder ein pulsgesteuertes Sperrventil nötig, um einen Druckverlust bei einem Schlauchabriss während der Straßenfahrt zu verhindern. Bei 2-Kanal-Systemen gibt es neben dem Füll- und Entleerkanal zusätzlich noch einen weiteren Steuerkanal zur elektropneumatischen Schaltung des Sperrventils am Rad.

Bei den meisten Systemen wird der Druck mit einem Drucksensor im Füll- und Entleerkanal gemessen. Da der dynamische Druck strömender Luft nicht dem tatsächlichen statischen Reifendruck entspricht, muss das System die Reifendruckanpassung unterbrechen, wenn der aktuelle Reifendruck ermittelt werden soll. Für die Reifendruckregelung bedeutet dies, dass das System entsprechend der Füll- und Entleerzeiten (Leistungsquerschnitte, Leistung des Kompressors, Reifenvolumen) parametrisiert werden muss, so dass bei einem Stellvorgang der Zieldruck möglichst ohne Nachstellvorgänge erreicht wird. Eine

weitere Möglichkeit ist das Ermitteln des Reifendrucks durch zusätzliche Messung der Lufttemperatur und des Druckabfalls über einer Blende im Füllkanal. Hierdurch kann der statische Reifendruck unter Berücksichtigung der Dichte von Luft auch während des Stellvorgangs berechnet werden. Der Durchmesser der Blende muss deutlich kleiner gewählt werden als der Durchmesser des Füllkanals, damit der statische Druck mit hinreichender Genauigkeit aus dem Druckabfall über der Blende ermittelt werden kann. Dies wirkt sich nachteilig auf die erreichbaren Füll- und Entleerzeiten aus. Alternativ kann der Reifendruck auch mit einem Sensor direkt im Reifen gemessen werden.

Eine Weiterentwicklung existierender Reifendruckregelanlagen ist das von der Firma AGCO Fendt in Kooperation mit der Firma MITAS entwickelte System „VarioGrip Pro“ [63]. Bei diesem System wird die Füllzeit durch Integration eines Druckspeichers in den Hinterreifen des Traktors signifikant reduziert. Der Druckspeicher wird durch einen Kolbenkompressor auf 8 bar Fülldruck aufgepumpt, so dass beim Erhöhen des Reifendrucks die komprimierte Luft direkt vom Druckspeicher in den Hinterreifen strömen kann.

Die Bandbreite von **Assistenzsystemen** zur Unterstützung bei der Wahl des richtigen Reifendrucks reicht von online verfügbaren Berechnungshilfen über App-Lösungen bis zu voll in das Traktor-Terminal integrierten Lösungen. Der Funktionsumfang der Assistenzsysteme erstreckt sich von einfachen Eingabemasken für den Zugriff auf Reifendatenbanken, über Berechnungsmodelle für Achslasten basierend auf den am Traktor angreifenden Kräften bis hin zur gesamten Modellierung der Traktormechanik bei Zugarbeiten inklusive empirischer Modellierung des Reifen-Boden-Kontakts, der Gerätekräfte und der direkten Verknüpfung mit einer Reifendatenbank.

Die Firma Michelin bietet auf der Homepage für Landwirtschaftreifen eine Berechnungshilfe an, welche den minimal zulässigen Reifendruck in Abhängigkeit von der jeweiligen Reifendimension und dem Reifentyp berechnet [64]. Hierzu müssen die beim Einsatz des Traktors erwarteten Achslasten entweder direkt angegeben werden oder die Gewichte und die Geometrie von Traktor und Gerät.

Die Firma John Deere [65] und die Firma Case IH [66] bieten auf ihrer US-amerikanischen Homepage einen Ballastierungsrechner an, mit dem die Achslasten der verschiedenen Traktorbaureihen berechnet werden können. Die Art der Geräteanbindung und/oder die an der Geräteschnittstelle angreifenden Kräfte müssen vom Bediener angegeben werden. Die vom System berechneten Achslasten können dann für die Ermittlung des minimal zulässigen Reifendrucks aus der für die montierten Reifen gültigen Reifentragfähigkeitstabelle verwendet werden.

Die Hochschule für Agrar-, Forst- und Lebensmittelwirtschaften der Fachhochschule Bern (HAFL) bietet mit „Terranimo“ [67] ein Online-Berechnungssystem zur Ermittlung des Bodenverdichtungsrisikos bei landwirtschaftlichen Einsätzen an. Bei Terranimo wird der von landwirtschaftlichen Maschinen erzeugte Bodendruck mit der Tragfähigkeit des Bodens verglichen.

Die meisten Hersteller von landwirtschaftlichen Reifen bieten neben den bekannten Reifentragfähigkeitstabellen auch App-Lösungen zur Ermittlung des minimal zulässigen Reifendrucks für den jeweiligen Reifentyp und die jeweilige Reifendimension in Abhängigkeit der vom Bediener vorgegebenen vertikalen Radkraft an. Die Firma Michelin bietet mit der Luftdruckkalkulator-App [68] ein integriertes Modell zur Berechnung der Achslasten des Traktors. Die Geometrie der Schwerpunkte der Geräte wird durch direktes Einzeichnen in ein Foto der Traktor-Gerätekombination bestimmt. Als Maßstab nutzt die Berechnungssoftware den Felgendurchmesser an der Hinterachse des Traktors.

Die Firma AGCO Fendt bietet für die Traktorbaureihe „Fendt 1000 Vario“ mit „Grip Assist“ ein in das Terminal des Traktors integriertes Assistenzsystem zur Berechnung einer Ballastierungs- und Reifendruckempfehlung für Traktionsarbeiten an. Das System hat mit „Speed-Select“ und „Ballast-Select“ zwei Berechnungsmodi. Im „Ballast-Select“-Modus berechnet das System für eine vom Bediener vorgegebene Ballastierung eine Reifendruckempfehlung und eine empfohlene Arbeitsgeschwindigkeit. Im „Speed-Select“-Modus berechnet das System für eine vom Bediener vorgegebene Arbeitsgeschwindigkeit eine Ballastierungs- und Reifendruckempfehlung. Der Bediener muss in beiden

Betriebsmodi im „Grip Assist“-Menü die Art der Anbindung des Geräts an den Traktor, die Traktionsbedingungen, die montierten Reifen und die Art des verwendeten Geräts angeben. Der vom System vorgeschlagene Reifendruck für die Feldfahrt kann von der Reifendruckregelanlage übernommen werden. [63]

Die Firma CLAAS bietet das aus den Mähdreschern bekannte elektronische Maschinen-Optimierungssystem, kurz „CEMOS“, für alle Traktoren der Baureihen „ARION 500 und 600“ sowie „AXION 800 und 900“ an. Bei „CEMOS“ für Traktoren handelt es sich um einen ganzheitlichen Ansatz zur Optimierung üblicher Traktor-Geräte Kombinationen. Beim Gerätewechsel auf dem Hof berechnet das System eine Ballastierungs- und eine Reifendruckempfehlung. Die für die Berechnung der Empfehlungen relevanten Informationen über die Art des Geräts und dessen Anbindung an den Traktor sind dem System aus einer zentralen Gerätedatenbank bekannt. Die Reifentragfähigkeiten sind in einer Reifendatenbank im System hinterlegt. Die Traktionsbedingungen werden bei den Bodenbearbeitungsgeräten „natürlichsprachig“ als Einsatzbedingungen abgefragt. Die Berechnung des Reifen-Boden-Kontakts und der dynamischen Stützlasten der Geräte basiert auf empirischen Berechnungsmodellen. [69]

### **2.3.2 Forschungsarbeiten zur Reifendruckeinstellung**

Söhne veröffentlicht in [70], [20], [16] und [21] (1951) Grundlagen zur Kraftübertragung zwischen Ackerschlepperreifen und landwirtschaftlichen Böden. Dabei stellt er fest, dass der Reifendruck und die Steifigkeit der Karkasse einen Einfluss auf den Bodendruck haben.

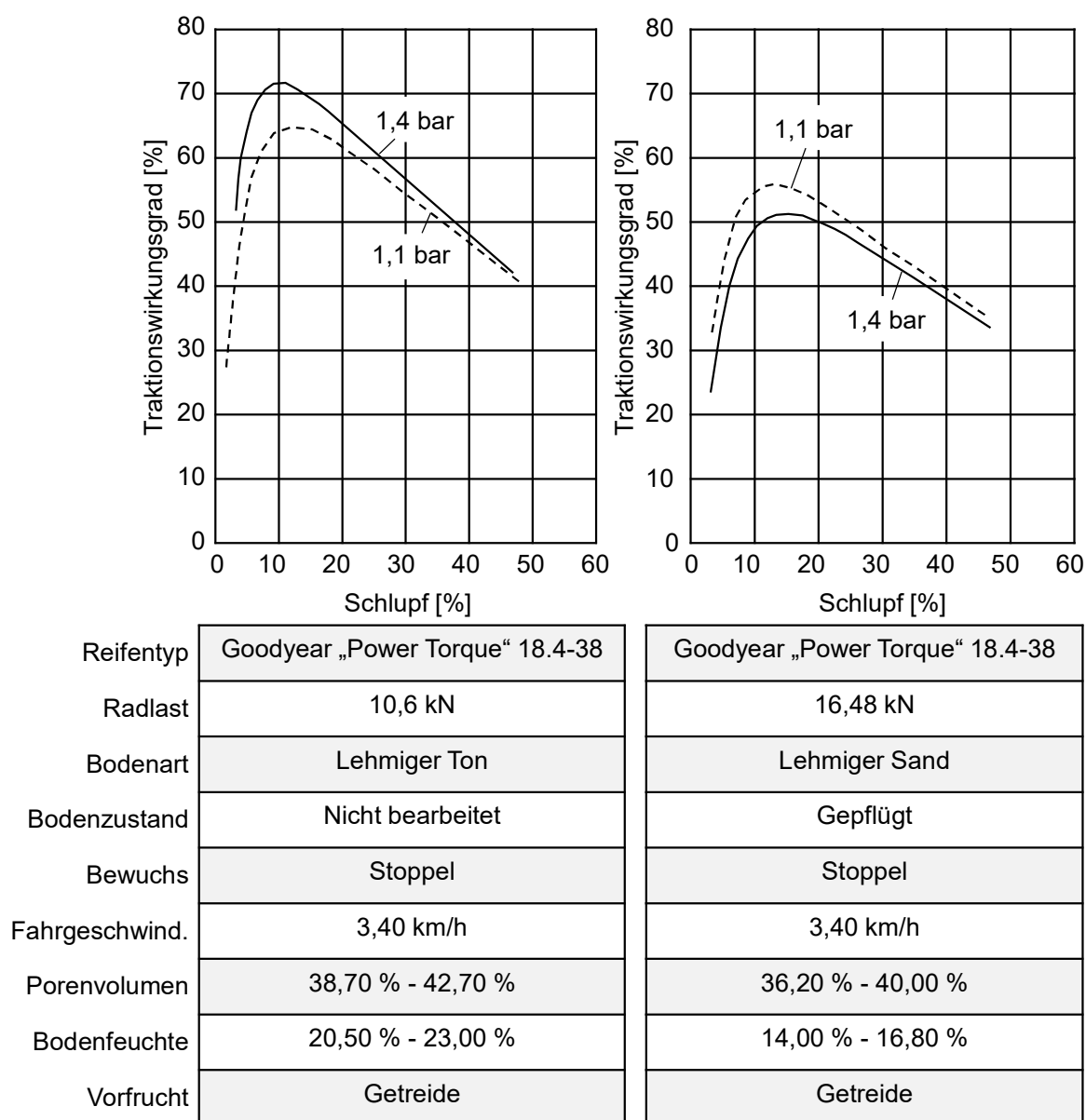
Lühns untersucht in seiner Dissertation [71] (1958) den Einfluss verschiedener Konstruktionsparameter von Treibradreifen und verschiedener Reifendrücke auf den Traktionswirkungsgrad. Dies führt zu der Erkenntnis, dass ein voll ausgelasteter Reifen zu besseren Traktionswirkungsgraden führt als ein Reifen bei geringer Auslastung. Die Untersuchungen von Lühns wurden mit Diagonalreifen durchgeführt.

Steiner erarbeitet in [72] (1979) Berechnungsmöglichkeiten für das Traktionsverhalten landwirtschaftlicher Reifen unter anderem anhand der



Auswertung von Messdaten. Er stellt fest, dass der erreichbare Traktionswirkungsgrad auf nachgiebigem Boden mit steigender Reifenauslastung ansteigt.

Steinkampf und Jahns veröffentlichen in [5] (1986) Grundlagen zur Berechnung des Traktionsverhaltens von Traktoren sowie eine Vielzahl von Reifen-Boden-Kennlinien von Radial- und Diagonalreifen für verschiedene Einsatzbedingungen, die von Steinkampf an der Forschungsanstalt für Landwirtschaft in Braunschweig im Feldversuch aufgenommen wurden [2] [73].



**Bild 2-18:** Unterschiedlicher Einfluss des Reifendrucks auf den Traktionswirkungsgrad bei unterschiedlichen Einsatzbedingungen [5]

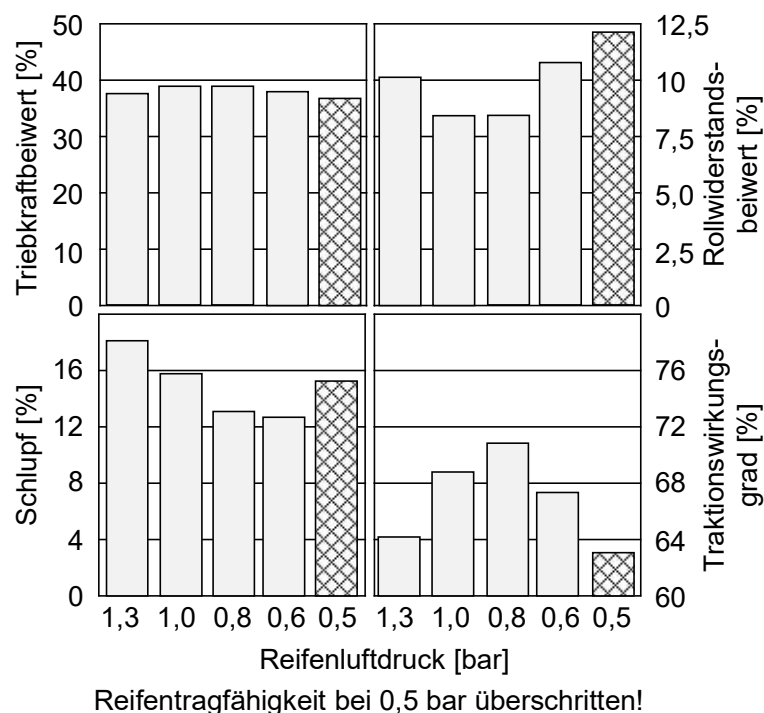
Dabei hängt der Einfluss des Reifendrucks auf den Traktionswirkungsgrad von den gegebenen Bedingungen ab. Bei einigen Messungen ergibt sich ein höherer Traktionswirkungsgrad bei höherem Reifendruck, vgl. **Bild 2-18**. Es handelt in diesem Fall um Diagonalreifen, welche aufgrund der steiferen Karkasse im Vergleich zu Radialreifen tendenziell einen höheren inneren Rollwiderstand bei abgesenktem Reifendruck aufweisen.

Zoz und Grisso geben in [74] (2003) eine Übersicht über die Grundlagen der Traktion bei landwirtschaftlichen Traktoren mit Rad- und Raupenfahrwerken und Messverfahren zur Ermittlung von Traktionsparametern. Außerdem wird der Einfluss verschiedener Parameter auf das Traktionsverhalten diskutiert. Es wird empfohlen, Radialreifen mit angepasstem Reifendruck zu verwenden, da hierdurch die Bodenschonung und der Traktionswirkungsgrad im Vergleich zu Diagonalreifen verbessert werden kann.

Weißbach führt in seiner Habilitationsschrift [75] (2003) die Grundlagen der Terramechanik für die Untersuchung verschiedener Fahrwerke hinsichtlich der verursachten Bodenbeanspruchung ein. Darin untersucht er unter anderem den Einfluss des Reifendrucks auf den Bodendruck und das Schadverdichtungsrisiko anhand von Messdaten. Er stellt fest, dass der Reifendruck einen direkten Einfluss auf den Bodendruck hat.

Rempfer stellt in [76] (2003) zunächst die Anforderungen an eine Reifendruckregelanlage für landwirtschaftliche Traktoren zusammen. Im Anschluss untersucht er den Einfluss des Reifendrucks auf das Lastkollektiv eines Traktor-antriebsstranges sowie die Auswirkungen einer Reifendruckanpassung auf die wichtigsten Traktionsparameter. Nach einer theoretischen Betrachtung auf Basis der Berechnungsgleichungen der Terramechanik werden die Ergebnisse durch Auswertung von Feldversuchen mit einem Versuchstraktor validiert. Eine wichtige Erkenntnis ist die Kompensation der durch die Reifendruckabsenkung erhöhten Radtriebkraft durch einen verringerten Rollwiderstand, so dass sich die Umfangskraft am Rad nur kaum oder nur leicht erhöht. Zusätzlich überlagert wird dieser Effekt von der stärkeren Reifeneinfederung bei abgesenktem Reifendruck, welche den Hebelarm der Umfangskraft reduziert. In Summe bedeutet dies, dass

die Reifendruckabsenkung das Lastkollektiv des Traktorantriebstranges nicht nennenswert verschärft. Eine weitere Erkenntnis von Rempfer ist, dass der Fahrwerkswirkungsgrad beim Absenken des Reifendrucks zunächst ansteigt und beim Überschreiten der Reifentragfähigkeitsgrenze schlagartig abfällt. Außerdem stellt Rempfer fest, dass bei einigen seiner Messungen maximale Fahrwerkswirkungsgrade nicht bei maximaler Reifenauslastung, also minimal möglichem Reifendruck, erreicht werden. Beim Tiefenlockern mit Standardreifen der Dimension 18.4 R38 an der Hinterachse ist der Traktionswirkungsgrad bei 0,8 bar Reifendruck (90 % Reifenauslastung) 4 % höher als bei minimal zulässigem Reifendruck von 0,6 bar, **Bild 2-19**. Auch beim Pflügen mit Breitreifen der Dimension 600/65 R38 liegt der Traktionswirkungsgrad beim minimal zulässigen Reifendruck von 0,6 bar leicht unter dem Traktionswirkungsgrad bei 0,8 bar Reifendruck.



**Bild 2-19:** Traktionsparameter beim Tiefenlockern mit Standardreifen der Dimension 18.4 R38 [76]

Adams erweitert in [77] (2005) ein analytisches Model zur Berechnung von Traktionsparametern um den Einfluss des Reifendrucks. Das Berechnungsmodel bildet nach der Erweiterung den aus Messdaten ermittelten Anstieg des

Traktionswirkungsgrads beim Absenken des Reifendrucks bei Zugarbeiten auf nachgiebigen Boden besser ab, als die bisherigen Modelle.

Volk präsentiert in [78] (2005) die Ergebnisse eines Forschungsprojekts. Neben der Untersuchung der Auswirkung einer Reifendruckabsenkung auf den Bodendruck, die Zugkraft, den Fahrkomfort und den Kraftstoffverbrauch wird außerdem eine betriebswirtschaftliche Betrachtung der Rentabilität einer Reifendruckregelanlage für den Landwirt durchgeführt. Volk empfiehlt eine Reifendruckabsenkung, um den Kraftstoffverbrauch und das Schadverdichtungsrisiko zu reduzieren.

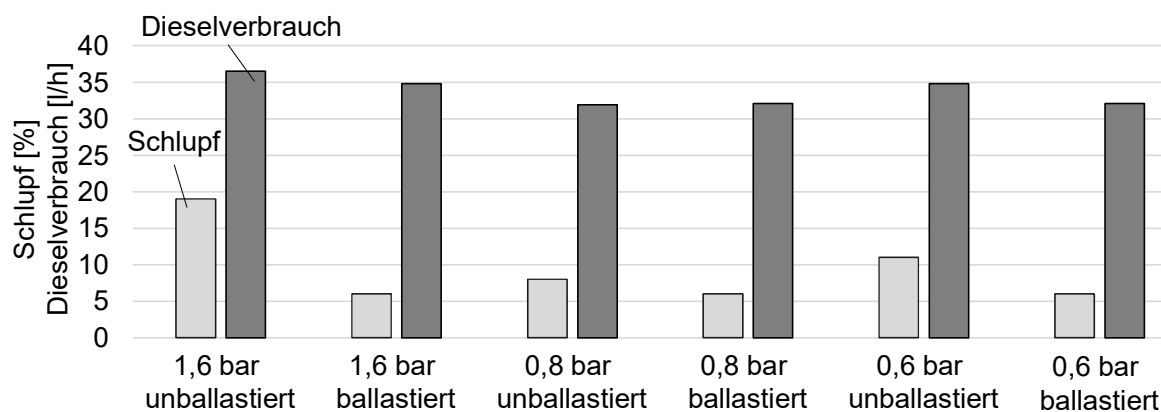
Wiley und Turner untersuchen in [79] (2008) das Power Hop Phänomen. Beim Power Hop handelt es sich um eine Fahrzeugschwingung, welche unter schwerem Zug auf Asphalt oder landwirtschaftlichen Böden mit geringer Bodenfeuchte und damit auch geringer Bodendämpfung auftreten kann. Eine Einsatzbedingung, welche auf nordamerikanischen Prärieböden üblich ist. Es wird nachgewiesen, dass über eine Veränderung der Federsteifigkeiten der Reifen durch angepassten Reifendruck der Power Hop beseitigt werden kann.

Pohen erarbeitet in [80] (2009) verschiedene Konzepte für radgebundene Reifendruckregelanlagen. Bei radgebundenen Reifendruckregelanlagen sind die wesentlichen zur Reifendruckeinstellung notwendigen Komponenten dezentral am Rad positioniert. Darüber hinaus wird von Pohen untersucht, ob die aktuelle vertikale Radkraft anhand der Reifeneinfederung und dem aktuellen Reifendruck berechnet werden kann. Die Reifeneinfederung wird mit einem Ultraschallsensor ermittelt, der im Inneren des Reifen den Abstand von der Felge zum Reifen misst (vgl. auch Kapitel 2.4). Die Funktionalität des Sensors wird durch Untersuchungen auf einem Bandprüfstand nachgewiesen.

Pichlmaier analysiert in [81] (2012) Möglichkeiten zur Traktionsoptimierung anhand eines neuartigen Großtraktor Prototypen „Fendt TriSix Vario“ mit drei angetriebenen und hydropneumatisch gefederten Achsen. Dabei wird der Einfluss der Ballastierung und Achslastverteilung sowie des Reifendrucks auf das Traktionsverhalten untersucht. Die Achslasten werden aus den Drücken der hydropneumatischen Federung ermittelt, während die Zugkraft mit den

Kraftmessbolzen am Heckhubwerk gemessen wird und das Eingangsdrehmoment ins Fahrwerk aus den Drücken der zwei hydraulisch-mechanisch leistungsverzweigten Stufenlosgetriebe mit Weitwinkelhydrostaten. Das erste Getriebe treibt die vordere und die mittlere Achse des Traktors an, während das zweite Getriebe die hinterste Achse antreibt. Hierdurch können von Pichlmaier die Vorarbeiten von Grad [50] und Brenninger [51] zum stufenlos geregelten Allradantrieb aufgegriffen werden. Pichlmaier empfiehlt den Reifendruck immer entsprechend der Reifentragfähigkeitsgrenze einzustellen und für maximalen Traktionswirkungsgrad bei maximaler Reifenauslastung zu arbeiten.

Wettemann vergleicht in [82] (2012) den Schlupf und den Kraftstoffverbrauch bei Zugarbeiten auf einem schwach lehmhaltigen Sandboden bei unterschiedlichen Reifendrücken und Ballastierungen. Die vertikale Radkraft wird anhand der Reifeneinfederung und dem aktuellen Reifendruck gemessen. Wettemann stellt fest, dass beim unballastierten Traktor der minimal zulässige Reifendruck von 0,6 bar nicht zu minimalem Kraftstoffverbrauch und minimalem Schlupf führt, **Bild 2-20**. Der minimale Kraftstoffverbrauch ergibt sich für den un-ballastierten Traktor für einen Reifendruck von 0,8 bar.



**Bild 2-20:** Schlupf und Dieserverbrauch bei schwerer Zugarbeit auf lehmigem Sand [82]

## 2.4 Sensorik zur Erfassung von Traktionsparametern

Zur automatischen Einstellung des Reifendrucks ist es erforderlich, dass wichtige Traktionsparameter sensorisch erfasst werden. Dabei kommt der Messung von Kräften und Drehmomenten am Fahrwerk des Traktors besondere Bedeutung zu.

Aus diesem Grund wird im Folgenden eine kurze Übersicht der zur Messung von Kräften und Drehmomenten an mechanischen Bauteilen verfügbaren Messprinzipien gegeben.

Für die Entwicklung und Validierung von Bauteilen werden **Dehnungsmessstreifen**, kurz DMS, eingesetzt. DMS ändern aufgrund minimaler Verformungen ihren elektrischen Widerstand und eignen sich, um Verformungen aufgrund von an einem Bauteil angreifenden Kräften- und/oder Drehmomenten zu messen. Die DMS werden mit einem speziellen Klebstoff auf Bauteile appliziert. Die Ausrichtung und die Anordnung der DMS richten sich nach der gewünschten Messgröße, der Bauteilgeometrie und den daraus resultierenden Spannungsrichtungen. Durch Brückenschaltung mehrerer DMS kann der Temperatureinfluss kompensiert werden. Problematisch beim Einsatz von DMS für Serienanwendungen ist die Signaldrift, welche durch ein Kriechen des DMS-Klebstoffes verursacht wird und ein regelmäßiges Nachkalibrieren erforderlich macht. Für die Messung des Raddrehmoments an der Achswelle ist außerdem eine Drehübertragung der Spannungsversorgung des DMS und des Sensorsignals erforderlich. Für die Ermittlung von Fahrwerkskräften und Drehmomenten bei der Entwicklung mobiler Maschinen werden Messfelgen verwendet, welche auf DMS-Messzellen basieren [58]. Rempfer verwendet in [76] eine mit DMS beklebte Achswelle und einen mit DMS beklebten Achstrichter zur Ermittlung des Raddrehmoments, der vertikalen Radkraft und der horizontalen Radkraft für seine Untersuchungen zum Einfluss des Reifendrucks auf die Traktionsparameter und das Lastkollektiv von Traktoren. [83]

Bei der **kapazitiven Messung** werden auch kleinste Verformungen durch Abstandsänderung zwischen den Platten eines Kondensators gemessen. Der Kondensator wird auf einer Trägerplatte so auf dem Bauteil verschraubt, dass die durch die gewünschte Messgröße verursachte Verformung zu einer Abstandsänderung zwischen den Kondensatorplatten führt. Wie schon bei den Dehnungsmessstreifen ist dabei zu beachten, dass das Messsignal nicht durch Verformung des Bauteils beeinflusst wird, welche nicht von der gewünschten

Messgröße verursacht wird. Kapazitive Kraftsensoren werden unter anderem bei Teleskopladern zur Achslastmessung verwendet. [84]

Das Ermitteln der **Achslasten aus dem Druck** der pneumatischen Federung wird bei Lastkraftwagen seit langer Zeit genutzt, um die Bremskraft in Abhängigkeit vom Beladungszustand einzustellen (ALB). In der Literatur findet man erste Ansätze, die Achslast auch bei hydropneumatisch gefederten Achsen von Traktoren aus dem Systemdruck zu berechnen [81]. Problematisch dabei ist, dass bei Standardtraktoren nur die Vorderachse gefedert ist und dies auch nur optional. Die Ermittlung der Achslast an der ungefederten Hinterachse ist auf diese Weise nicht möglich.

**Kraftmessbolzen** werden im Landtechnikbereich bereits zur Messung von Kräften eingesetzt. Neben der Anwendung als Führungsgröße für die Zugkraftregelung des Heckhubwerks kommen Kraftmessbolzen und Kraftmessdosen auch zum Wiegen an Transportanhängern, Futtermischwagen und Düngerstreuern zum Einsatz. Als Messprinzipien werden Dehnungsmessstreifen und inverse Magnetostriktion eingesetzt. Bei der Verwendung von Kraftmessbolzen oder Wiegezellen ist das Bauteil, an welchen die wirkenden Kräfte gemessen werden sollen, in geeigneter Form mit dem Messelement zu verbinden.

Ein weiterer Ansatz die vertikale Radkraft zu ermitteln ist die Berechnung anhand der **Reifeneinfederung** und des Reifendrucks. Die Firma Grasdorf Wennekamp hat 2009 den „Soil-Load-Monitor“ vorgestellt [85], welcher die vertikale Radkraft anhand der Reifeneinfederung, dem aktuellen Reifendruck und der Lufttemperatur im Reifen ermittelt. Die Reifeneinfederung wird dabei von einem Ultraschallsensor ermittelt, der in der Felge montiert ist. Der Sensor liefert ein Signal pro Radumdrehung. Die Spannungsversorgung des Radmoduls erfolgt mit einer Batterie und die Signalübertragung über Funk. Ein ähnliches Konzept wurde schon von Pohen in [80] untersucht. Die Zuverlässigkeit des Systems bei der Anwendung im Traktor bei schweren Zugarbeiten auf landwirtschaftlichen Böden wird kritisch diskutiert, da die Reifeneinfederung bei konstanter Achslast auch mit steigendem Triebkraftbeiwert abnimmt [19].





### 3. Zielsetzung und Methode

In diesem Kapitel wird auf Basis des Grundlagenteils zunächst die Forschungsfrage der vorliegenden Arbeit formuliert. Im Anschluss daran werden die Methodik und das Verfahren erläutert, welche zur Beantwortung der Forschungsfrage zur Anwendung kommen.

#### 3.1 Formulierung der Forschungsfrage

Der Reifendruck hat gleich in mehrfacher Hinsicht Relevanz für den Einsatz des Traktors für landwirtschaftliche Arbeiten. Er beeinflusst die Bodenschonung, die Traktion, die Fahrsicherheit und den Fahrkomfort. Die in Kapitel 2.3.2 vorgestellten Untersuchungen von Steinkampf, Rempfer und Wettemann verdeutlichen, dass insbesondere die Optimierung des Traktionswirkungsgrads durch eine Reifendruckanpassung nicht trivial ist.

Die von Steinkampf in [5] mit einer Testvorrichtung bei unterschiedlichen Einsatzbedingungen auf landwirtschaftlichen Böden gemessenen Reifen-Boden-Kennlinien zeigen, dass bei einer Variation des Reifendrucks unter ceteris paribus Bedingungen der maximale Traktionswirkungsgrad bei unterschiedlichen Reifendrücken erreicht wird, **Bild 2-18**. Bei einigen der Messungen mit Diagonalreifen auf schweren Böden mit Stoppelbewuchs ergibt sich der höhere Traktionswirkungsgrad für den jeweils höheren Reifendruck. Der von Steinkampf ebenfalls gemessene Rollwiderstand steigt in diesen Fällen durch Absenken des Reifendrucks an, was sich negativ auf den Traktionswirkungsgrad auswirkt. Die im Vergleich zu Radialreifen höhere Steifigkeit der Karkasse der Diagonalreifen verstärkt diesen Effekt mit großer Wahrscheinlichkeit nicht unwesentlich. Das vermehrte Walken der Reifenflanken bei abgesenktem Reifendruck führt grundsätzlich zu einem stärkeren Anstieg des inneren Rollwiderstands als bei Radialreifen mit vergleichsweise flexiblen Reifenflanken. Eine entsprechende Messung mit Radialreifen mit einer Reifendruckvariation unter ähnlichen Einsatzbedingungen wurde von Steinkampf nicht durchgeführt. Bei allen Messungen mit Radialreifen als auch mit Diagonalreifen auf vorgelockertem

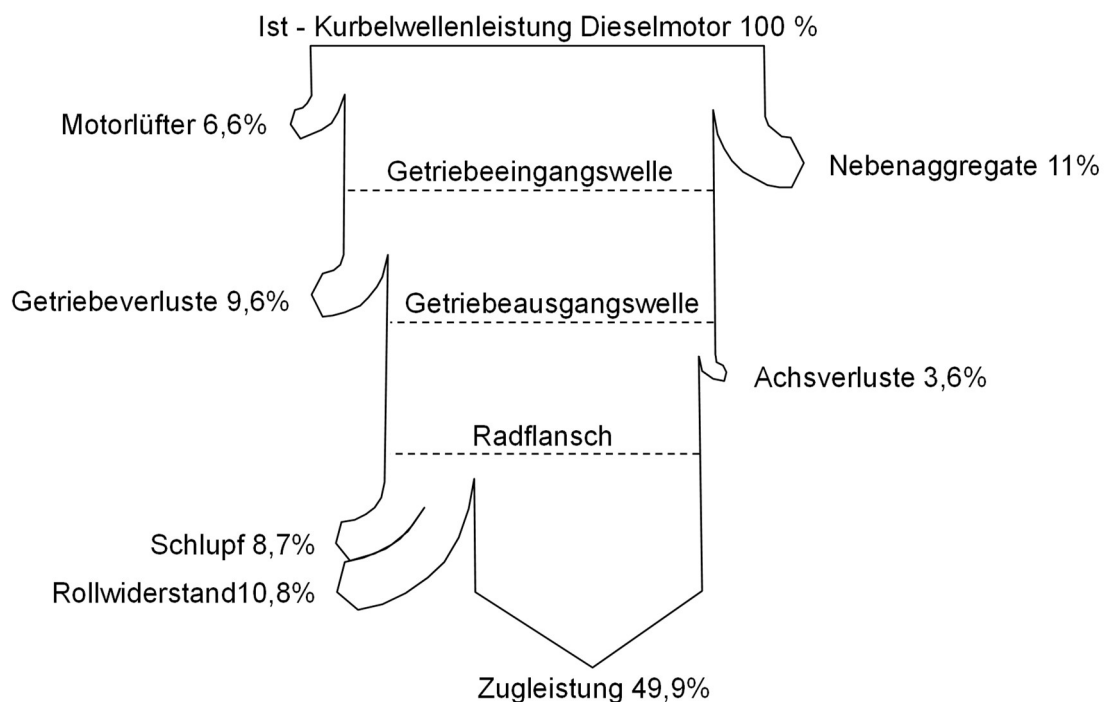
Boden und oder eher leichten Böden führt der jeweils niedrigere Reifendruck zu maximalem Traktionswirkungsgrad.

Rempfer ermittelt in [76] die zeitlichen Mittelwerte von Traktionswirkungsgrad, Triebkraftbeiwert, Rollwiderstand und Schlupf an den Hinterrädern eines Standardtraktors. Die Messungen werden mit verschiedenen Reifendrücken beim Pflügen und Eggen auf schluffigem Lehm sowie beim Tiefenlockern auf toniger Parabraunerde durchgeführt. Die Bodenfeuchte beschreibt Rempfer bei allen Messungen als „mittelfeucht“. Die Messfahrten werden jeweils mit Standardreifen der Dimension 18.4 R38 und Breitreifen der Dimension 650/65 R38 durchgeführt. Bei den verwendeten Reifen handelt es sich im Gegensatz zu den von Steinkampf in [5] vermessenen Reifen also ausschließlich um Radialreifen. Beim Tiefenlockern mit einer Arbeitsgeschwindigkeit von 6,0 km/h bis 9,2 km/h wird mit den Breitreifen bei minimalem Reifendruck und maximaler Reifenauslastung der höchste Traktionswirkungsgrad erreicht. Mit den Standardreifen hingegen ergibt sich der maximale Traktionswirkungsgrad nicht mit maximaler Reifenauslastung bei 0,6 bar Reifendruck, sondern bei 0,8 bar Reifendruck. Beim Eggen mit einer Arbeitsgeschwindigkeit von ca. 11 km/h führt sowohl mit den Breitreifen als auch mit den Standardreifen der niedrigste Reifendruck zu maximalem Traktionswirkungsgrad. Beim Pflügen mit einer Arbeitsgeschwindigkeit zwischen 7,0 km/h und 8,0 km/h steigt der Traktionswirkungsgrad mit den Breitreifen zunächst beim Verringern des Reifendrucks an, fällt beim Absenken des Reifendrucks von 0,8 bar auf 0,6 bar jedoch wieder ab. Rempfer begründet dies mit den sich bei abnehmendem Reifendruck verstärkt ausbeulenden Reifenflanken, welche beim Pflügen mit den Breitreifen beim minimal zulässigen Reifendruck an der Furchenwand reiben und so zu einem erhöhten Rollwiderstand führen. Beim Pflügen mit Standardreifen ergibt sich der maximale Traktionswirkungsgrad für den niedrigsten Reifendruck.

Wettemann vergleicht in [82] den Kraftstoffverbrauch pro Stunde und den Schlupf beim Grubbern mit konstanter Zugleistung auf schwach lehmhaltigem Sandboden mit geringer Bodenfeuchte. Dabei wird die Messung mit und ohne Ballastierung bei 1,6 bar, 0,8 bar und 0,6 bar Reifendruck durchgeführt. Der

geringste Kraftstoffverbrauch ergibt sich für 0,8 bar Reifendruck ohne Ballastierung. Wettemann begründet dies mit dem negativen Einfluss der vergrößerten Kontaktfläche und des reduzierten Kontaktflächendrucks bei maximal abgesenktem Reifendruck. So steigt der Schlupf bei der 0,6 bar Messfahrt relativ zur 0,8 bar Messfahrt von 8 % auf 12 % an.

Entgegen einer weit verbreiteten Faustregel führt das Arbeiten bei minimal zulässigem Reifendruck und voller Reifenauslastung nicht in jedem Fall zu maximalem Traktionswirkungsgrad. Vielmehr hängt es von den jeweiligen Einsatzbedingungen ab, mit welchem Reifendruck der maximale Traktionswirkungsgrad erreicht wird. Aufgrund des betriebswirtschaftlichen Stellenwerts des Kraftstoffverbrauchs im Ackerbau und der mit dem Kraftstoffverbrauch korrelierenden Schadstoff- und CO<sub>2</sub>-Emissionen, ist der Wirkungsgrad der Leistungsübertragung in der Praxis von größter Relevanz [86]. **Bild 3-1** zeigt ein beispielhaftes Leistungsflussdiagramm für einen Traktor bei der schweren Bodenbearbeitung.



**Bild 3-1:** Beispielhaftes Leistungsflussdiagramm für einen Traktor bei der schweren Bodenbearbeitung nach [81]

Betrachtet man die bei der Zugleistungsübertragung von der Kurbelwelle des Dieselmotors auf das Gerät auftretenden Verlustquellen, so wird deutlich, dass bei Zugarbeiten auf dem Feld die größten Verluste in Form von Schlupf- und Rollwiderstandsverlusten im Reifen-Boden-Kontakt entstehen. Neben der korrekten Ballastierung des Traktors bietet die Reifendruckanpassung eine kostengünstige Möglichkeit diese Verluste zu minimieren.

Erste Ansätze, den Bediener bei der Wahl des richtigen Reifendrucks zu unterstützen, basieren auf Berechnungen sowie hinterlegten Kennfeldern und Kennzahlen, welche zuvor durch Bedienereingaben parametrisiert werden. Problematisch bei diesen Systemen ist, dass die Berechnungen nur so gut sind, wie die erforderlichen Bedienereingaben und die hinterlegten Rechenmodelle und Annahmen. Die Streuung im Betriebsverhalten verschiedener Geräte hinsichtlich der zu erwartenden Stützlasten und des Wirkungsgradverhaltens verschiedener Reifen und letztendlich auch unterschiedlicher Bodenarten und Zustände kann nur durch einen Kompromiss abgebildet werden. Den Berechnungen wird die Annahme zu Grunde gelegt, dass der Reifendruck entsprechend der zu erwartenden vertikalen Radkräfte möglichst niedrig einzustellen ist. Hiermit wird zwar die aus ackerbaulicher Sicht wichtigste Forderung nach minimalem Bodendruck im Rahmen der Möglichkeiten derartiger Systeme Rechnung getragen, es wird jedoch nicht notwendigerweise auch der maximale Traktionswirkungsgrad erreicht. Aus dieser Betrachtung ergibt sich die Forschungsfrage der vorliegenden Arbeit:

***„Wie und womit kann der bestmögliche Traktionswirkungsgrad von Radtraktoren mit Luftbereifung bei unterschiedlichen Feldarbeitsbedingungen ermittelt und eingestellt werden?“***

### **3.2 Vorgehensweise bei der Beantwortung der Forschungsfrage**

Um die Forschungsfrage zu beantworten, wird ein System zur automatischen Reifendruckeinstellung bei Traktoren konzeptioniert, prototypisch aufgebaut und anhand von Daten aus Feldmessungen analysiert. Ziel der automatischen Reifendruckeinstellung ist die Optimierung des Traktionswirkungsgrads.

Im Rahmen der Konzepterstellung wird zunächst das Verfahren für die Optimierung des Traktionswirkungsgrads durch die automatische Reifendruckanpassung ausgearbeitet. Hierbei wird definiert, wie das System unterschiedliche Reifendrucke hinsichtlich der erreichbaren Traktionswirkungsgrade bewertet, so dass der Reifendruck wirkungsgradoptimal für die aktuellen Traktionsbedingungen eingestellt werden kann. Aus dem Verfahren zur automatischen Optimierung des Traktionswirkungsgrads leiten sich die für die Umsetzung erforderlichen Traktionsparameter ab. Diese werden entweder direkt sensorisch erfasst oder vom System aus anderen Sensorwerten berechnet. Anhand der für die Funktionalität des Systems erforderlichen Traktionsparameter wird geprüft, welche der Sensoren bereits serienmäßig bei Standardtraktoren der Technologiestufe V (vgl. Anhang B) zur Verfügung stehen und für welche Werte weitere Sensoren erforderlich sind.

Nach der Identifikation der noch nicht sensorisch erfassten Traktionsparameter wird als Grundvoraussetzung für die Umsetzung des Systems in einem Versuchstraktor ein Sensorkonzept zur Erfassung der fehlenden Parameter erarbeitet. Die Sensorik wird aufgebaut und zunächst auf dem Prüfstand kalibriert und untersucht, um die Funktionalität der Sensorik nachzuweisen und den Gültigkeitsbereich für die Sensorwerte zu definieren. Im Anschluss wird die Sensorik auch im Traktor in Betrieb genommen werden, um die Übertragbarkeit der Ergebnisse aus den Prüfstandsversuchen auf die im Traktor eingebaute Sensorik nachzuweisen, bevor diese im Feldversuch genutzt wird, um die Funktionalität des Systems zur automatischen Reifendruckeinstellung zu untersuchen.

Für die Umsetzung des Verfahrens zur automatischen Optimierung des Traktionswirkungsgrads im Traktor ist ein Algorithmus erforderlich, welcher den Reifendruck auf Basis der Sensorwerte automatisch verstellt. Der Algorithmus wird unter Verwendung eines Streckenmodells programmiert, welches das Traktionsverhalten des Traktors und das Zugkraftverhalten eines beispielhaften Bodenbearbeitungsgeräts durch empirische Modelle abbildet. Die Schnittstelle des Algorithmus zum Streckenmodell wird so gewählt, dass die Eingangsgrößen

den Sensorwerten im Versuchstraktor und die Ausgangsgrößen der Anbindung des Algorithmus an die Reifendruckverstellung entsprechen.

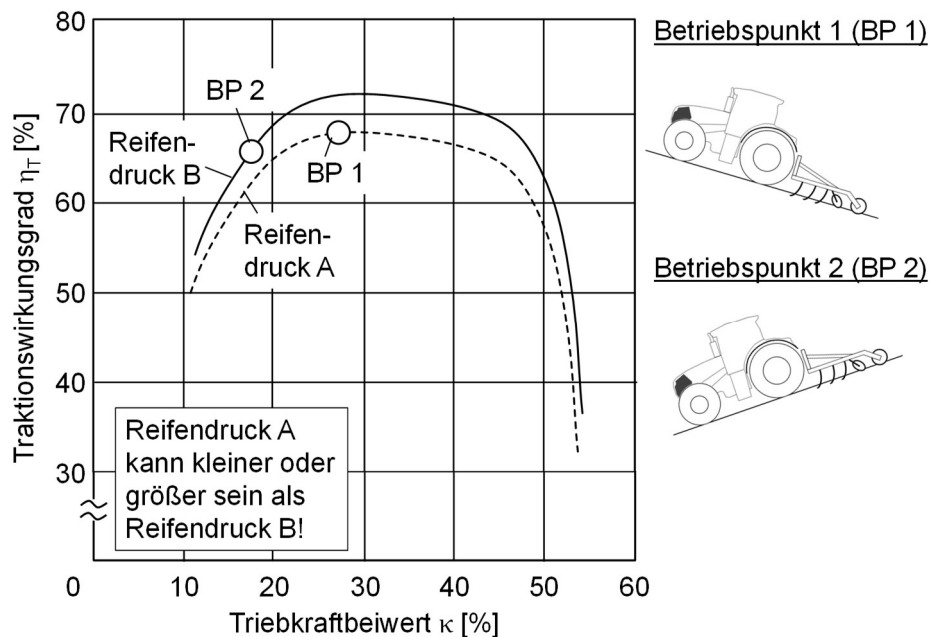
Nach dem Einbau und der Inbetriebnahme des Traktionssensors im Versuchstraktor werden Messdaten mit verschiedenen Reifendrücken bei Zugarbeiten auf verschiedenen Untergründen im Feldversuch gesammelt. Ziel der Traktorversuche ist die Untersuchung der Eignung des Systems zur automatischen Reifendruckeinstellung unter realen Einsatzbedingungen. Hierfür werden die gesammelten Daten entsprechend der Verfahrensweise des Algorithmus zur automatischen Optimierung des Traktionswirkungsgrads durch eine Reifendruckanpassung ausgewertet.

### 3.3 Verfahren zur Optimierung des Traktionswirkungsgrads

Bei der automatischen Reifendruckeinstellung muss zunächst einmal sichergestellt werden, dass der für die aktuelle vertikale Radkraft und Fahrgeschwindigkeit minimal zulässige Reifendruck nicht unterschritten wird. Hierfür muss die Reifentragfähigkeitstabelle der verwendeten Bereifung im System hinterlegt und ausgewertet werden. Die Optimierung des Traktionswirkungsgrads durch das System zur automatischen Reifendruckeinstellung darf nur oberhalb der Reifentragfähigkeitsgrenze stattfinden. Hierbei reicht es nicht aus, die gemessenen Traktionswirkungsgrade bei verschiedenen Reifendrücken miteinander zu vergleichen, da die Lage des Betriebspunkts auf der Reifen-Boden-Kennlinie berücksichtigt werden muss.

Zur besseren Veranschaulichung sind in **Bild 3-2** zwei Betriebspunkte auf den beispielhaften Kurvenverläufen des Traktionswirkungsgrads über dem Triebkraftbeiwert bei zwei unterschiedlichen Reifendrücken eingezeichnet. Betriebspunkt 1 (BP 1) befindet sich im Wirkungsgradmaximum von 67 % auf dem Kurvenverlauf für Reifendruck A bei einem wirkungsgradoptimalen Triebkraftbeiwert von 27 %. Betriebspunkt 2 (BP 2) befindet sich im ansteigenden Ast des Verlaufs des Traktionswirkungsgrads für Reifendruck B. Obwohl die Reifen-Boden-Kennlinie von Reifendruck B über der Kennlinie von Reifendruck A liegt, führt ein Vergleich der in den beiden Betriebspunkten

erzielten Wirkungsgrade zu der Fehlentscheidung, dass mit Reifendruck A höhere Traktionswirkungsgrade erreichbar sind.



**Bild 3-2:** Vergleich zweier Betriebspunkte hinsichtlich des Traktionswirkungsgrads für zwei beispielhafte Reifen-Boden-Kennlinien bei unterschiedlichen Reifendrücken [87]

Die Verschiebung der Betriebspunkte auf der Reifen-Boden-Kennlinie kann auch bei konstanter Arbeitstiefe und -breite entstehen, wenn der Traktor zum Beispiel mit Reifendruck A bergauf arbeitet und folglich neben der Zugkraft des Geräts auch noch einen Steigungswiderstand überwinden muss, während der Traktor bei der Ermittlung des Traktionswirkungsgrads bei Reifendruck B bergab arbeitet, so dass die Massenkräfte in Fahrtrichtung des Traktors wirken. Um dieses Problem zu lösen und derartige Fehlinterpretationen zu vermeiden, muss beim Bewerten verschiedener Reifendrücke hinsichtlich des Traktionswirkungsgrads darauf geachtet werden, dass die Reifendrücke nicht an unterschiedlichen Stellen auf der Reifen-Boden-Kennlinie miteinander verglichen werden. Dies bedeutet, dass vom System Kennlinien des Wirkungsgradverlaufs über dem Triebkraftkoeffizienten erzeugt werden müssen. Hierdurch wird sichergestellt, dass die mit unterschiedlichen Reifendrücken erreichten Traktionswirkungsgrade in Bereichen gleicher Triebkraftbeiwerte miteinander verglichen werden.

### 3.4 Erforderliche Sensorik für die automatische Reifendruckeinstellung

Die Reifentragfähigkeit, also die maximal zulässige vertikale Radkraft, wird in der Reifentragfähigkeitstabelle über der Arbeitsgeschwindigkeit und dem Reifendruck aufgetragen. Um den minimal zulässigen Reifendruck aus der Reifentragfähigkeitstabelle auslesen zu können, sind kontinuierliche Messwerte für die aktuelle vertikale Radkraft und die Arbeitsgeschwindigkeit erforderlich. Um den aktuellen Reifendruck hinsichtlich der Reifentragfähigkeit bewerten zu können, ist es notwendig diesen sensorisch zu erfassen. Für das Generieren von Reifen-Boden-Kennlinien bei verschiedenen Reifendrücken, müssen darüber hinaus der Traktionswirkungsgrad und der Triebkraftbeiwert berechnet werden. Der Traktionswirkungsgrad entspricht dem Verhältnis der Ausgangsleistung des Fahrwerks im Vergleich zu der Eingangsleistung des Fahrwerks und errechnet sich gemäß Gleichung (2.13) auf Seite 10:

$$\text{Traktionswirkungsgrad: } \eta_T = \frac{P_{aus}}{P_{ein}} = \frac{v \cdot F_T}{\omega \cdot M} = \frac{\kappa}{(\kappa + \rho)} \cdot (1 - \sigma) \quad (2.13)$$

Der Triebkraftbeiwert entspricht dem Verhältnis aus der horizontalen Radkraft zur vertikalen Radkraft und errechnet sich gemäß Gleichung 2.10 auf Seite 9:

$$\text{Triebkraftbeiwert: } \kappa = \frac{F_T}{F_G} \quad (2.10)$$

Sowohl der Fahrwerkwirkungsgrad als auch der Triebkraftbeiwert können bezogen auf das Gesamtfahrzeug, die Achse oder das Rad berechnet werden. Für die Optimierung des Traktionswirkungsgrads durch die automatische Reifendruckeinstellung soll die Zugkraft nicht an der Geräteschnittstelle, sondern direkt am Rad ermittelt werden. Hierfür gibt es zwei Gründe. Zum einen werden in der Praxis verschiedene genormte Geräteschnittstellen und Kombinationen von Geräten im Front und Heckanbau für Zugarbeiten auf landwirtschaftlichen Böden genutzt. Durch die Messung der horizontalen Radkraft ist das System zur automatischen Reifendruckeinstellung nicht an eine bestimmte Geräteschnittstelle gebunden. Zum anderen stellt die Messung der Traktionsparameter direkt am Rad sicher, dass der Betriebspunkt auf der Reifen-Boden-Kennlinie korrekt bestimmt werden kann, weil auch die zur



Überwindung des Steigungswiderstands des Traktors erforderliche horizontale Radkraft gemessen wird. Bei der Messung an der Geräteschnittstelle würde diese vernachlässigt werden. Die anderen Traktionsparameter sind entsprechend entweder auch direkt am Rad zu erfassen oder auf das Rad umzurechnen. In Summe müssen zur Bestimmung der übergeordneten Regelgrenze durch die Reifentragfähigkeit und die Umsetzung der Traktionsoptimierung folgende Parameter sensorisch erfasst werden:

- **Drehzahl des Rades** für die Berechnung der Eingangsleistung
- **Arbeitsgeschwindigkeit des Traktors** für die Ermittlung der Reifentragfähigkeit und die Berechnung der Ausgangsleistung des Rades
- **Eingangsdrehmoment des Rades** für die Berechnung der Eingangsleistung des Fahrwerks
- **Horizontale Radkraft** für die Berechnung der Ausgangsleistung des Fahrwerks und des Triebkraftbeiwerts
- **Vertikale Radkraft** für die Ermittlung der Reifentragfähigkeit und die Berechnung des Triebkraftbeiwerts

Für das im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Konzept sollen die für die Umsetzung notwendigen Messgrößen nach Möglichkeit mit großserientauglicher Sensorik erfasst werden und nicht mit teurer sowie unter Umständen auch empfindlicher Messtechnik für Entwicklung und Versuch. Bei Standardtraktoren der Technologiestufe IV und V sind bereits einige Sensoren verfügbar, welche vom System zur automatischen Einstellung des Reifendrucks genutzt werden können. Die Messgenauigkeit wird im Folgenden nur für die Sensoren angegeben, welche für die Umsetzung des Systems verwendet werden.

Ein Sensor für die Getriebeausgangsdrehzahl zur Ermittlung der **Raddrehzahl** ist auf jedem Traktor standardmäßig verbaut und dient der Berechnung der theoretischen, also schlupffreien, Fahrgeschwindigkeit des Traktors für die Anzeige im Armaturenbrett sowie der Schlupfberechnung bei Traktoren, die mit einer schlupfabhängigen Regelung des Hubwerks ausgerüstet sind [17]. Bei Traktoren mit stufenlosem Getriebe wird die Getriebeausgangsdrehzahl zusammen mit der Motordrehzahl außerdem vom Getrieberegler genutzt, um die

aktuelle Getriebeübersetzung zu berechnen. Aufgrund der üblicherweise festen Drehzahlkopplung des Allradantriebs bei Standardtraktoren kann die Eingangsdrehzahl der Vorder- und Hinterachse aus der Getriebeausgangsdrehzahl oder bei bekannter Getriebeübersetzung auch aus der Motordrehzahl berechnet werden. Die Drehzahlen beider Räder einer Achse sind bei Geradeausfahrt, gleichen Kraftschlussbedingungen an beiden Rädern oder voll gesperrtem Achsdifferential identisch und können damit bei bekannter Achsübersetzung berechnet werden. Bei Kurvenfahrt und/oder unterschiedlichen Kraftschlussbedingungen an den Rädern einer Achse kommt es bei ungesperrtem Achsdifferential durch den Drehmomentausgleich des Differentials zu einer Drehzahldifferenz an den Rädern einer Achse, so dass die Raddrehzahlen nicht mehr aus der Eingangsdrehzahl der Achse berechnet werden können. In diesem Fall sind Raddrehzahlsensoren erforderlich, um die korrekten Drehzahlen zu ermitteln. Bei der Bodenbearbeitung unter normalen Bedingungen auf homogenem Boden (Pflügen in der Furche ausgenommen) ist weder mit großen Lenkeinschlägen, noch mit stark abweichenden Kraftschlussbedingungen an den Rädern der Achsen zu rechnen.

Als Drehzahlsensoren werden im Antriebsstrang eines Traktors üblicherweise induktive Sensoren oder Hallgeber verwendet. In beiden Fällen wird der Einfluss der Abstandsänderung eines ferromagnetischen Bauteils auf ein Magnetfeld sensorisch erfasst und ausgewertet. In Getrieben werden die Sensoren häufig auf Zahnräder ausgerichtet, so dass die Abstandsänderung zwischen dem Sensorkopf und den Zähnen des Zahnrads für die Ermittlung der Drehzahl genutzt werden kann. Beim Versuchstraktor wird zur Ermittlung der Raddrehzahl der Hallgeber für die Getriebeausgangsdrehzahl verwendet. Die Drehzahl der Getriebeausgangswelle im für Zugarbeiten auf dem Feld relevanten Geschwindigkeitsbereich zwischen 4 km/h und 15 km/h liegt bei gegebener Reifengröße und den Übersetzungen im Antriebsstrang zwischen 2,8 1/s und 10,5 1/s. Das Zahnrad, auf welches der Drehzahlsensor ausgerichtet ist, hat 80 Zähne. Hieraus folgt eine Signalfrequenz des Drehzahlsensors zwischen 224 1/s und 844 1/s. Bei der Betrachtung quasi-statischer Betriebspunkte im Rahmen dieser Arbeit steht im

relevanten Geschwindigkeitsbereich somit ein korrektes Drehzahlsignal mit mehr als 200 Hz zur Verfügung.

Die reale **Arbeitsgeschwindigkeit** wird bei Traktoren optional mit einem Radar- oder GPS-Sensor ermittelt. Der Radarsensor wird zur Berechnung des Triebsschlupfes aus theoretischer und realer Arbeitsgeschwindigkeit genutzt. Der Triebsschlupf wird für die schlupfabhängige Regelung des Heckhubwerks [17] verwendet und außerdem dem Bediener angezeigt. Bei Traktoren mit GPS-Lenksystemen wird die reale Fahrgeschwindigkeit von einem GPS-Sensor ermittelt. Bei einigen Traktoren besteht außerdem die Möglichkeit, die reale Fahrgeschwindigkeit des Radar- oder GPS-Sensors zur Berechnung der Flächenleistung und des Flächenverbrauchs zu nutzen. Im Versuchstraktor wird ein GPS-Sensor zur Ermittlung der Fahrgeschwindigkeit eingesetzt. Die vom Hersteller angegebene Messgenauigkeit beträgt beim verwendeten GPS-Sensor 0,14 km/h, so dass sich im Geschwindigkeitsbereich zwischen 4 km/h und 15 km/h eine Messabweichung zwischen 0,93 % und 3,55 % ergibt.

Bei Traktoren mit elektronischer Motorregelung wird das vom Dieselmotor an der Kurbelwelle bereitgestellte **Drehmoment** aus den aktuellen Betriebsparametern wie Einspritzzeit und -druck sowie Ladedruck berechnet und über den CAN-Bus (SAE J1939) auch dem Fahrregler als Eingangsparameter für die Regelung zur Verfügung gestellt. Bei bekannter Übersetzung im Antriebsstrang kann aus dem Drehmoment des Dieselmotors auch das Ausgangsdrehmoment des Fahrgetriebes berechnet werden, eine hinreichende Genauigkeit des Drehmomentsignals und genaue Modellierung der im Antriebsstrang auftretenden Verlustmomente für den aktuellen Betriebszustand vorausgesetzt. Problematisch hierbei ist, dass die Antriebsmomente aller Nebenaggregate wie Schmierölpumpen, Klimakompressor, Generator und Lüfterrad unbekannt sind und für eine genaue Berechnung des Getriebeausgangsdrehmoments ebenfalls für alle Betriebszustände zu modellieren sind. Darüber hinaus muss auch das Antriebsmoment der Arbeitshydraulik und des Zapfwellenantriebsstrangs ermittelt werden.

Bei einigen Traktoren wird die Drehmomentaufteilung zwischen Fahrtriebsstrang und Zapfwellenantriebsstrang sensorisch ermittelt. Wird Leistung über den Zapfwellenantriebsstrang abgenommen, wird im Motorsteuergerät in mehreren Stufen Leistung frei geschaltet. Zur Vermeidung von Überlastungen steht die volle Motorleistung nicht im Fahrtriebsstrang zur Erzeugung von Zugleistung bei niedrigen Geschwindigkeiten zur Verfügung, sondern nur bei Zapfwellenarbeiten oder höheren Fahrgeschwindigkeit im Transport (Drehmomentniveau hinter dem Fahrgetriebe sinkt überproportional zur Fahrgeschwindigkeit bei konstanter Leistung). Die Ermittlung der Drehmomentaufteilung erfolgt dabei entweder durch direkte Messung des Zapfwellendrehmoments mit einem Sensor oder bei hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigten Getrieben indirekt durch Berechnung des Getriebeausgangsdrehmoments aus den geometrischen Bedingungen und den Drücken in der Hydrostatik des Getriebes und dem aktuellen Schluckvolumen des Hydraulikmotors. Selbst bei bekanntem Getriebeausgangsdrehmoment ist die Berechnung der Eingangsdrehmomente der beiden Achsen aus dem Getriebeausgangsdrehmoment aufgrund der festen Drehzahlkopplung des Allradantriebs nicht möglich, da sich die Drehmomente entsprechend den Kraftschlussbedingungen an den Rädern der Achse einstellen (vgl. Kapitel 2.2.1). Bei bekannten Antriebsmomenten der Achsen lässt sich bei ungesperrem Achsdifferential aufgrund des Drehmomentausgleichs des Differentials auf die Raddrehmomente schließen. Beim Auftreten einer Differenzdrehzahl zwischen den Rädern einer Achse bei Kurvenfahrt oder heterogenen Traktionsbedingungen wird die Ausgleichsfunktion des Differentials jedoch durch den auch bei ungesperrem Differential vorhandenen Selbstsperrwert beeinflusst [9]. Bei gesperrtem Achsdifferential ist die Drehmomentaufteilung zwischen den Rädern einer Achse unbekannt, da sich diese nur entsprechend den aktuellen Kraftschlussbedingungen einstellt. Für die Ermittlung des Raddrehmoments ist demnach kein geeigneter Sensorwert verfügbar, der für das System zur automatischen Reifendruckeinstellung bei einem Standardtraktor genutzt werden kann.

Bei Traktoren wird die **horizontale Radkraft** bzw. die Gesamtzugkraft für die Regelung des Heckkrafthebers mit einem Kraftmessbolzen am Unterlenker erfasst (Oberlenkerregelung bei Traktoren der Technologiestufe IV und V nicht üblich). Die Messverfahren für die hierfür verwendeten Kraftmessbolzen sind vielfältig. Neben Dehnungsmesstreifen und Wirbelstromsensoren kommen überwiegend Sensoren nach dem Prinzip der inversen Magnetostriktion zum Einsatz. Das für die Regelung des Heckhubwerks verwendete Signal liefert allerdings nur eine qualitative Änderung der Zugkraft und keinen Zugkraftwert in hoher Genauigkeit. Für eine Kalibrierung des Signals der Kraftmessbolzen der Hubwerksregelung zum Messen der Zugkraft müssen die Stellung des Heckhubwerks und die Einstellung der Kinematik (Länge der Hubstreben, Lage der Anbindung der Hubstreben an den Unterlenker) berücksichtigt werden [81]. Darüber hinaus muss bei der Anbindung des Geräts mit dem Heckdreipunkt die Kraft im Oberlenker und dessen Winkel zum Traktor bekannt sein, um die Zugkraft des Traktors berechnen zu können. Für alle anderen Geräteschnittstellen des Traktors ist keine Sensorik verfügbar, mit der die Zugkraft gemessen werden kann. Für die Ermittlung der horizontalen Radkraft, die als Eingangsparameter für das System zur automatischen Einstellung des Reifendrucks erforderlich ist, ist also keine geeignete Sensorik verfügbar.

Die Ermittlung der **vertikalen Radkraft** ist heute bei Standardtraktoren mit ungefederten Hinterachsen nicht etabliert. Sowohl bei der globalen Betrachtung der vertikalen Last auf das Gesamtfahrwerk, als auch bei der Betrachtung der vertikalen Achs- bzw. Radkräfte reicht es nicht aus, nur die statische Gewichtskraft des Traktors in Betracht zu ziehen, da beim Arbeiten mit Bodenbearbeitungsgeräten zum einen eine Achslastverlagerung durch die wirkende Zugkraft stattfindet und zum anderen vertikale Stützkräfte vom Gerät auf den Traktor wirken können. Diese werden nicht nur von der Gewichtskraft des Bodenbearbeitungsgerätes verursacht, sondern auch durch dynamische Prozesskräfte, welche an den Werkzeugen des Geräts wirken, die im Bodeneingriff stehen. Darüber hinaus findet beim Fahren am Hang eine Verlagerung der vertikalen Radkräfte statt (vgl. Kapitel 2.2.2). Bei Traktoren mit gefederten Vorderachsen besteht je nach konstruktiver Umsetzung der

Federungskinematik die Möglichkeit die vertikale Achslast aus den Drücken der hydropneumatischen oder pneumatischen Federung und der aktuellen Stellung der Federungskinematik zu berechnen [81]. Hierfür müssen zusätzliche Drucksensoren im Hydrauliksystem der Vorderachsfederung vorgesehen werden. Die Stellung der Vorderachskinematik wird für die Niveauregulierung bereits messtechnisch erfasst. Die Ermittlung der vertikalen Radkraft an der Hinterachse ist heute nicht möglich. In der Forschung gibt es erste Ansätze Kräfte an ungefederten Traktorhinterachsen zu messen [48] [87]. Für die Umsetzung des Systems zur automatischen Einstellung des Reifendrucks muss folglich eine Sensorik für die vertikale Radkraft am Hinterrad eines Standardtraktors erarbeitet werden.

Die Analyse des Standes der Technik zeigt, dass nicht alle für die Umsetzung des Systems zur automatischen Reifendruckeinstellung benötigten Sensorwerte auf dem Traktor verfügbar sind. So ist die Berechnung des Signals für die Eingangsdrehzahl in das Fahrwerk aus der Getriebeausgangsdrehzahl und das Nutzen des Signals eines Radar- oder GPS-Geschwindigkeitssensors für die Arbeitsgeschwindigkeit uneingeschränkt möglich. Für die Ermittlung des Raddrehmoments, die horizontale und die vertikale Radkraft am Hinterrad des Traktors gibt es im aktuellen Stand der Technik keine Lösung. Vor diesem Hintergrund wird als Grundvoraussetzung für die Funktionalität des Systems in Kapitel 4 eine neuartige Sensorik für Traktionsparameter erarbeitet, die das Raddrehmoment, die vertikale und die horizontale Radkraft an der Hinterachse eines Standardtraktors erfasst.

## 4. Traktionssensorik auf dem Prüfstand und im Traktor

In diesem Kapitel wird ein neuartiger Traktionssensor zur Umsetzung des in Kapitel 3.3 vorgestellten Verfahrens zur automatischen Reifendruckeinstellung am Hinterrad eines Standradtraktors vorgestellt. Dieser wurde auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse parallel zur vorliegenden Forschungsarbeit entwickelt. Nach der Kalibrierung der Sensorik auf dem Prüfstand erfolgt die Untersuchung der Sensorsignale anhand von Messungen auf dem Prüfstand. Abschließend wird der Gültigkeitsbereich der Signale für den Einsatz im Traktor bewertet.

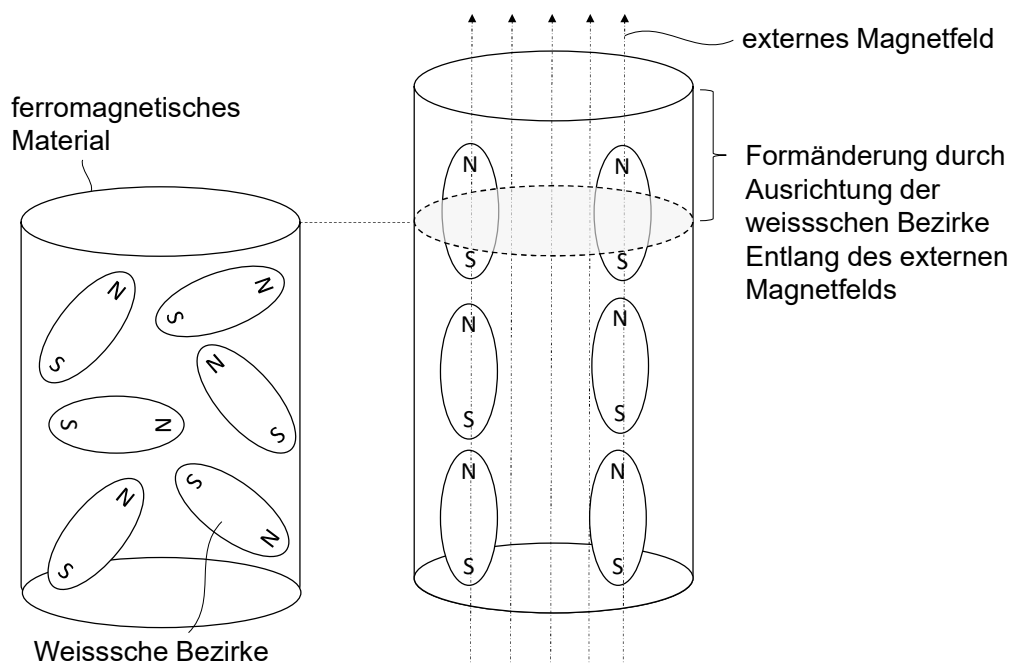
### 4.1 Sensorik für Traktionsparameter zur Umsetzung der Regelstrategien

Gemäß Kapitel 3.4 werden neben den bereits im Stand der Technik verfügbaren Sensorwerten noch folgende Messgrößen benötigt:

- Vertikale Radkraft [kN]
- Horizontale Radkraft [kN]
- Antriebsmoment Hinterrad [kNm]

Zur Messung der an Bauteilen wirkenden Kräfte und Drehmomente gibt es eine Vielzahl von Messprinzipien (vgl. Kapitel 2.4). Letztendlich basieren alle Messprinzipien auf der Ermittlung einer durch eine Beanspruchung eines Bauteils verursachten Verformung oder Bauteilspannung. Für die vorliegende Arbeit wird bei der Wahl der Sensorik zur Ermittlung der fehlenden Traktionsparameter großer Wert daraufgelegt, dass ein serientaugliches Messverfahren zum Einsatz kommt. Außerdem soll die Messung der Radkräfte und Drehmomente für das System der automatischen Reifendruckeinstellung ohne große konstruktive Änderung an der bestehenden Architektur des Traktors stattfinden. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit ein Sensor nach dem Prinzip der aktiven inversen Magnetostriktion aufgebaut, welcher sich ohne große Modifikationen in den Achstrichter eines Standardtraktors integrieren lässt. Vorteil der inversen Magnetostriktion ist außerdem das berührungslose und verschleißfreie Messen von Kräfte und Drehmomenten.

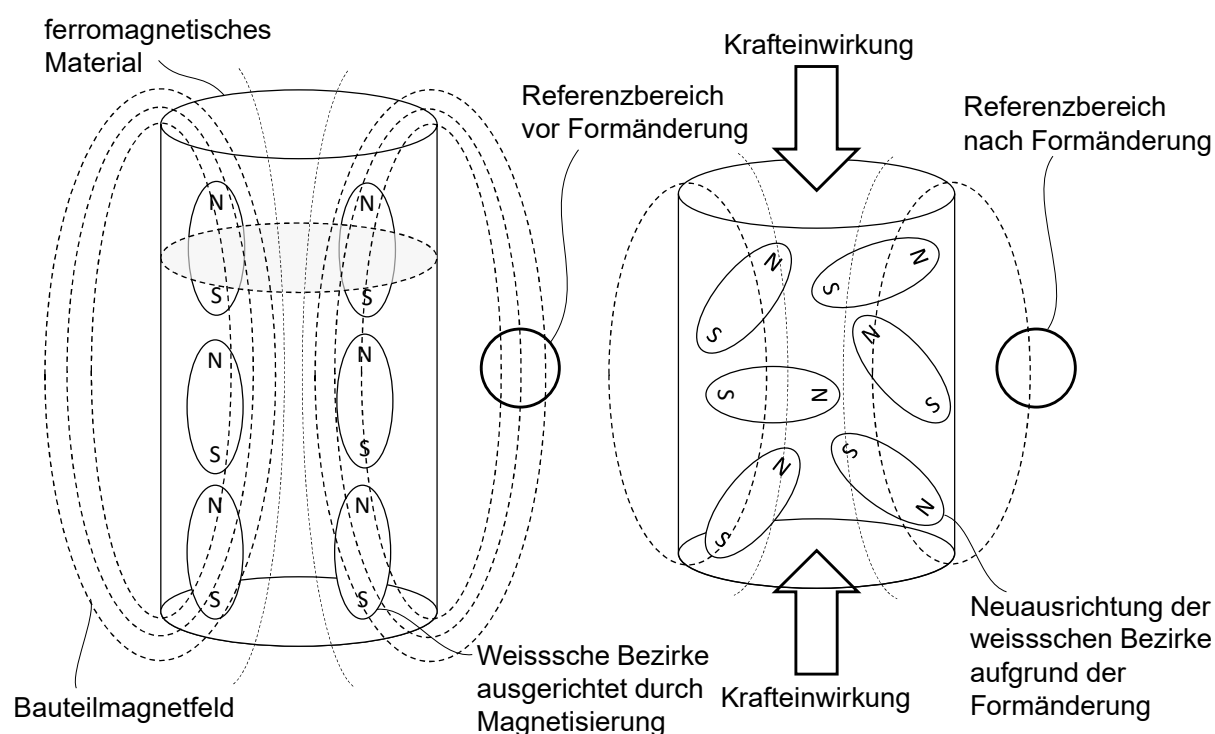
**Magnetostriktion** ist die Formänderung ferromagnetischer Materialien, wenn diese einem magnetischen Feld ausgesetzt sind, **Bild 4-1**. Verursacht wird diese Formänderung durch eine Ausrichtung der „kleinsten“ magnetischen Domänen in den Kristallen eines ferromagnetischen Materials, den sogenannten weisschen Bezirken, in Richtung des wirkenden Magnetfelds. [88]



**Bild 4-1:** Prinzip der Magnetostriktion nach [89]

Belastet man hingegen einen ferromagnetischen Körper durch eine angreifende Kraft und/oder ein Drehmoment, so verzerren die daraus resultierenden Materialspannungen die weisschen Bezirke entsprechend der Hauptspannungsrichtung. Bei einem magnetisierten ferromagnetischen Körper, also bei einem Körper bei welchem die weisschen Bezirke zu einem Großteil durch einen Magnetisierungsprozess ausgerichtet wurden, hat dies eine Änderung der Magnetfelddichte und/oder Ausrichtung des Magnetfeldes des Körpers zur Folge. Diese Änderung des Magnetfeldes aufgrund von auf den Körper wirkenden Kräften kann durch Senserspulen erfasst werden, die in unmittelbarer Nähe des Bauteils angeordnet sind. In **Bild 4-2** ist zur Veranschaulichung beim unbelasteten, als auch beim belasteten Körper ein Referenzbereich in gleicher relativer Lage zum Körper eingezeichnet. [88]



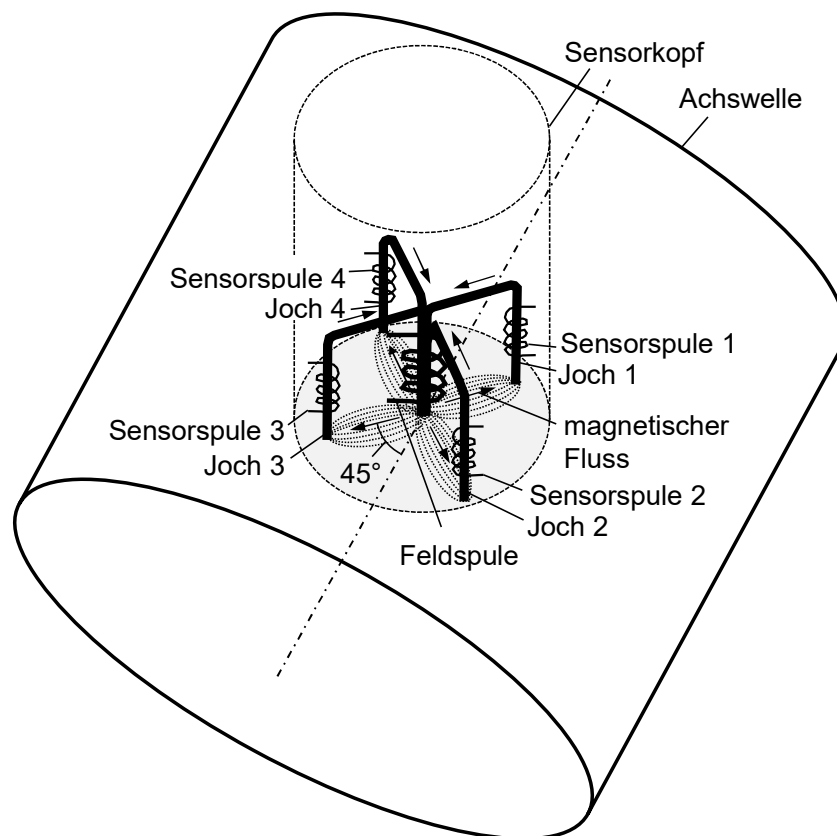


**Bild 4-2:** Prinzip der inversen Magnetostruktion nach [89]

Beim unbelasteten Körper, links im Bild, ist die Magnetfelddichte im Referenzbereich größer als beim belasteten Körper, rechts im Bild, und damit ein Maß für die auf den Körper wirkenden Kräfte. Dieser Effekt wird als (passive) **inverse Magnetostruktion** bezeichnet und wird zur Messung von Drehmomenten und Kräften verwendet. Entsprechende Sensoren werden von den Firmen TAM [90] und NCTE [91] angeboten. Das Bauteil, an welchem die angreifenden Kräfte und/oder Drehmomente gemessen werden sollen, ist Teil des Sensors und muss entsprechend aus einem ferromagnetischen Material bestehen und mit einem gerichteten Magnetfeld versehen werden. Der Bauteilwerkstoff hat einen wesentlichen Einfluss auf die zu erreichende Sensorgenauigkeit. Grundsätzlich gilt, dass gehärtete, ferromagnetische Werkstoffe mit hohem Chrom und Nickelgehalt das Hysterese-Verhalten des Sensors verbessern. Außerdem wird von den Sensorherstellern empfohlen, dass die durch die Messgröße verursachte Materialspannung für hohe Sensorgenauigkeiten im Messbereich idealerweise mehr als 80 MPa betragen sollte [91] [90]. Dies ist in der Regel schon durch die beanspruchungsgerechte Auslegung der Bauteile gewährleistet. Die Lage und Anordnung der Senserspulen zur Erfassung der Magnetfeldänderung richtet sich

nach der gewünschten Messgröße [48]. Die Sensorspulen sind so nah wie möglich am Bauteil zu platzieren, müssen dieses aber nicht berühren. Der Sensor arbeitet folglich berührungslos und damit verschleißfrei bei der Messung an beweglichen Bauteilen. [88]

Eine Weiterentwicklung der passiven inversen Magnetostriktion stellt die **aktive inverse Magnetostriktion** der Firma TAM dar. Bei der aktiven inversen Magnetostriktion muss das Bauteil an dem die angreifenden Kräfte und/oder Drehmomente gemessen werden sollen, im Gegensatz zur passiven inversen Magnetostriktion, nicht aufwendig magnetisiert werden. In **Bild 4-3** ist der Aufbau eines Sensorkopfes für die aktive Magnetostriktion schematisch dargestellt. [88]

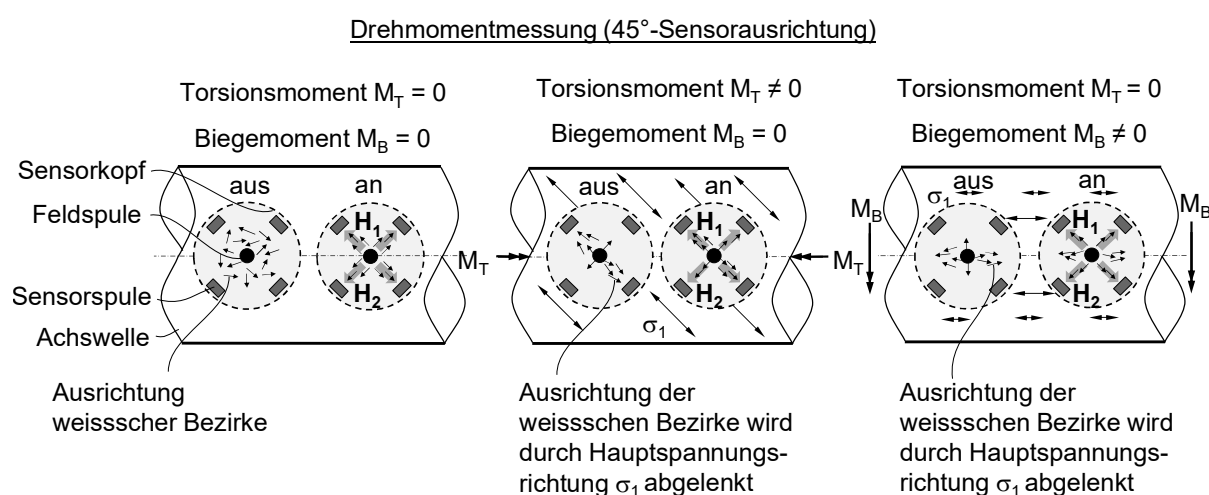


**Bild 4-3:** Schematischer Aufbau und Ausrichtung des Sensorkopfes für die aktive Magnetostriktion zur Messung von Drehmomenten nach [88]

Der Sensorkopf hat ein zylindrisches Gehäuse in welchem eine Feldspule und vier Senserspulen angeordnet sind. Jede der vier Senserspulen umschließt einen der zwei Äste eines u-förmigen ferromagnetischen Metallkerns, dem sogenannten

Joch. Die Feldspule in der Mitte des Sensorkopfes umschließt den jeweils anderen Ast des Jochs aller vier Sensorspulen. Wird die Feldspule bestromt, so führt dies zu einem magnetischen Fluss, welcher zwischen den Spitzen des Jochs in die Achswelle einkoppelt. Dies ist auch berührungslos und somit verschleißfrei über einen Luftspalt möglich, der nicht größer als einen Millimeter sein sollte. Zur Messung von Drehmomenten an der Achswelle ist der Sensorkopf so ausgerichtet, dass jedes Joch in einem  $45^\circ$  Winkel zur Achse steht. Die Feldstärke, die von den vier Sensorspulen gemessen wird, ist davon abhängig inwieweit der magnetische Fluss im Bauteil durch Materialspannungen gestört wird und damit ein Maß für das an der Achswelle angreifende Drehmoment. Grundsätzlich gilt bei der aktiven inversen Magnetostraktion wie bei der passiven inversen Magnetostruktion, dass gehärtete, ferromagnetische Werkstoffe mit hohem Chrom und Nickelgehalt das Hystereseverhalten des Sensors verbessern und dass die durch die Messgröße verursachte Materialspannung im Messbereich idealerweise mehr als 80 MPa betragen sollte.

Zum besseren Verständnis wird im Folgenden die Funktionsweise am Beispiel der Messung von Drehmomenten und Biegemomenten an der Hinterachswelle eines Standardtraktors näher erläutert. In **Bild 4-4** ist beispielhaft die Anordnung des Sensorkopfes zur Messung von Radantriebsmomenten an der Hinterachswelle dargestellt.



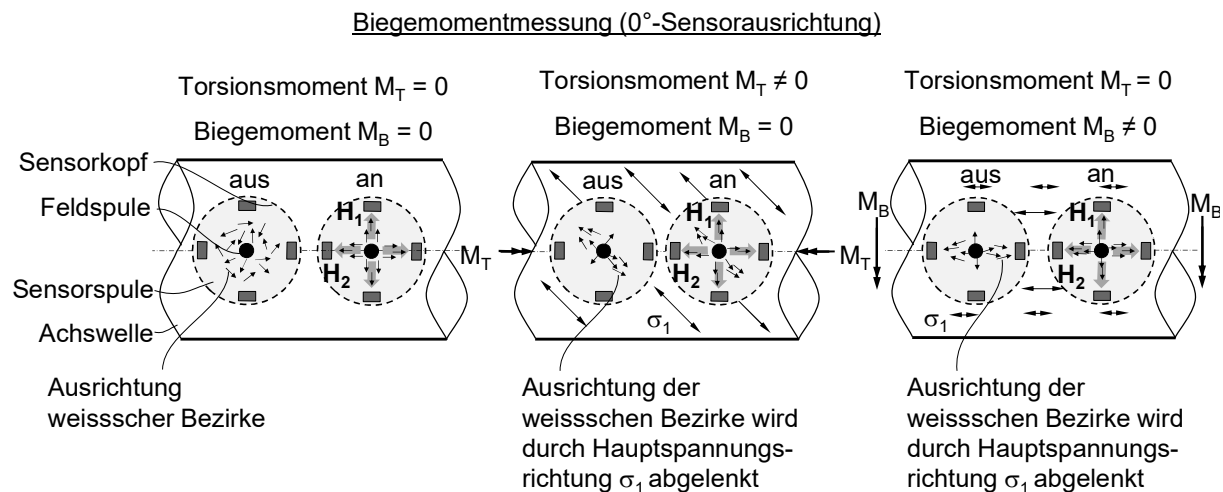
**Bild 4-4:** Aktive Magnetostruktion zur Messung von Drehmomenten nach [92]

Der Sensorkopf ist, wie schon zuvor beschrieben, so ausgerichtet, dass der magnetische Fluss zwischen der Spitze der Feldspule und den vier Sensorspulenpaaren unter einem Winkel von  $45^\circ$  zur Achswelle steht. Bei der unbelasteten Welle sind die weisschen Bezirke in der Achswelle chaotisch ausgerichtet, **Bild 4-4** links. Sobald der Sensorkopf eingeschaltet wird, richten sich die weisschen Bezirke am magnetischen Fluss zwischen der Feldspule und den Sensorspulen aus. Die an benachbarten Sensorspulen gemessene Feldstärke (z.B. H1 und H2) ist identisch, da der magnetische Fluss in alle Richtungen gleichermaßen durch das Ausrichten der weisschen Bezirke gestört wird. Keine Differenz in der gemessenen Feldstärke benachbarter Spulen entspricht dabei einer drehmomentfreien Achswelle.

Wird die Achswelle mit einem Drehmoment belastet, so richten sich die weisschen Bezirke entsprechend der Hauptspannungsrichtung  $\sigma_1$  aus, **Bild 4-4** in der Mitte. Bei eingeschaltetem Sensorkopf richten sich die weisschen Bezirke wie schon bei der unbelasteten Achswelle außerdem am magnetischen Fluss aus. Der magnetische Fluss wird jedoch in der Hauptspannungsrichtung weniger von den weisschen Bezirken gestört als orthogonal zur Hauptspannungsrichtung. Folglich ergibt sich eine Differenz in den gemessenen Feldstärken an benachbarten Sensorspulen (z.B. H1 und H2). Die Größenordnung und das Vorzeichen der Differenz geben Maß und Richtung für das anliegende Drehmoment wieder.

Wirkt ein Biegemoment an der Achswelle, so wie es von der vertikalen Radkraft oder Radtriebkraft verursacht wird, so richten sich die weisschen Bezirke wieder entsprechend der Hauptspannungsrichtung  $\sigma_1$  aus, **Bild 4-5** rechts. Die an benachbarten Sensorspulen gemessene Feldstärke (z.B. H1 und H2) ist identisch, da der magnetische Fluss in alle Richtungen gleichermaßen durch das Ausrichten der weisschen Bezirke gestört wird. Dies bedeutet, dass der Sensor bei der in **Bild 4-5** dargestellten Ausrichtung des Sensorkopfes Drehmomente misst, aber keine Biegemomente. Das Raddrehmomentsignal wird nicht durch an der Achswelle angreifende Kräfte gestört (vgl. Kapitel 2.2.2).

Um durch Radkräfte (vgl. Kapitel 2.1.1) verursachte Biegemomente zu messen, muss der Sensorkopf wie in **Bild 4-5** dargestellt um  $45^\circ$  gedreht ausgerichtet werden. Der magnetische Fluss steht zwischen der Spitze der Feldspule und zwei der Sensorspulenpaare parallel zur Achswelle und bei den zwei anderen Sensorspulenpaaren orthogonal zur Achswelle. Wie schon bei der Drehmomentmessung sind die weisschen Bezirke bei der unbelasteten Welle chaotisch ausgerichtet, **Bild 4-5** links. Durch das Einschalten des Sensorkopfes richten sich die weisschen Bezirke am magnetischen Fluss aus. Der magnetische Fluss wird in alle Richtungen gleichermaßen durch das Ausrichten der weisschen Bezirke gestört und die an benachbarten Sensorspulen gemessene Feldstärke ist identisch.



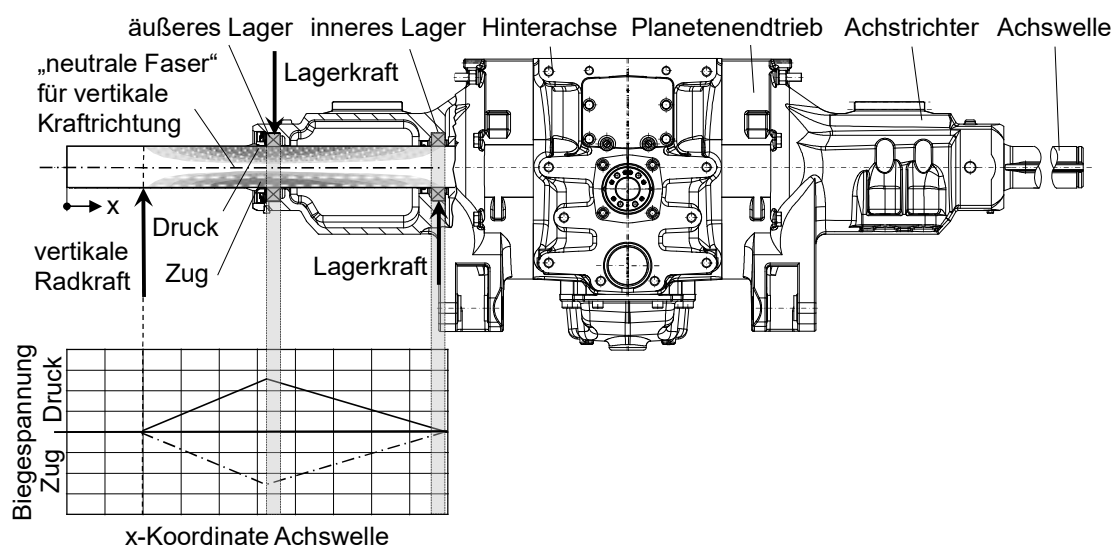
**Bild 4-5:** Aktive Magnetostriktion zur Messung von Biegemomenten nach [92]

Wirkt ein Drehmoment an der Achswelle, so richten sich die weisschen Bezirke wie zuvor entsprechend der Hauptspannungsrichtung  $\sigma_1$  unter  $45^\circ$  zur Achsrichtung aus, **Bild 4-5** in der Mitte. Die an benachbarten Sensorspulen gemessene Feldstärke (z.B.  $H_1$  und  $H_2$ ) ist identisch, da der magnetische Fluss in alle Richtungen gleichermaßen durch das Ausrichten der weisschen Bezirke gestört wird.

Wirkt ein Biegemoment an der Achswelle, so richten sich die weisschen Bezirke entsprechend der Hauptspannungsrichtung  $\sigma_1$  in Achsrichtung aus, **Bild 4-5** rechts. Wird der Sensorkopf eingeschaltet, so richten sich die weisschen Bezirke zusätzlich am magnetischen Fluss aus. In der Hauptspannungsrichtung wird

dieser weniger von den weissen Bezirken gestört als orthogonal zur Hauptspannungsrichtung. Die hierdurch verursachte Differenz in den gemessenen Feldstärken an den benachbarten Senserspulen (z.B. H1 und H2) führt zu einem Signal für die Größenordnung und die Wirkrichtung des Biegemoments. Der Sensor misst bei der in **Bild 4-5** dargestellten Ausrichtung des Sensorkopfes also Biegemomente, aber keine Drehmomente.

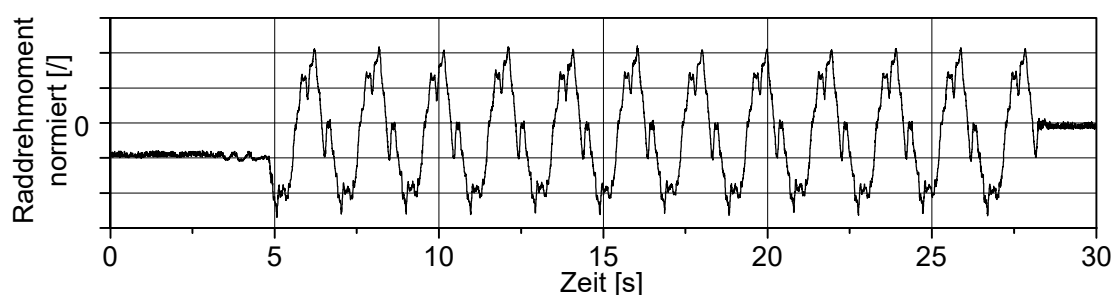
Neben der korrekten Ausrichtung des Sensorkopfes relativ zu den Hauptspannungsrichtungen kommt es für eine gute Signalqualität außerdem auf eine Anordnung im Bereich möglichst hoher und durch die gewünschte Messgröße verursachten Bauteilspannungen an. Für den konkreten Anwendungsfall zur Messungen der vertikalen und horizontalen Radkräfte sowie des Radantriebsmomentes, an der Hinterachswelle eines Standardtraktors, wird durch den Bauteilspannungsverlauf die Anordnung der Sensorköpfe zur Messung der Radkräfte weitgehend vorgegeben. **Bild 4-6** zeigt zur Verdeutlichung beispielhaft den Biegespannungsverlauf in der Hinterachswelle unter Einwirkung einer vertikalen Radkraft durch das Eigengewicht des Traktors. Die Krafteinwirkung führt sowohl zu Druckspannungen auf der Oberseite der Welle, als auch zu Zugspannungen auf der Unterseite der Welle. Die größten Biegespannungen durch Zug und Druck treten dabei jeweils im Bereich des äußeren Lagers im Achstrichter auf.



**Bild 4-6:** Biegespannungsverlauf in der Hinterachswelle am Beispiel einer vertikalen Radkraft

Für die Anordnung des Sensorkopfes zur Messung der vertikalen Radkraft bedeutet dies, dass dieser möglichst nah am äußeren Lager des Achstrichters in vertikaler Richtung von oben (Sensierung der Druckspannungen) oder unten (Sensierung der Zugspannungen) auf die Achswelle ausgerichtet werden sollte. Für den Sensorkopf zur Messung der horizontalen Radkraft gilt dies analog, nur um  $90^\circ$  gedreht in der horizontalen Krafrichtung. Betrachtet man die in **Bild 4-6** durch Grauschattierungen angedeuteten Biegespannungsverteilungen auf der Druck- und der Zugseite, so wird außerdem klar, dass die durch die vertikale Radkraft verursachten oberflächlichen Biegespannungen in Richtung der „neutralen Faser“ für diese Biegerichtung abfallen. Das Signal eines in der horizontalen Richtung angeordneten Sensorkopfes zur Messung der horizontalen Radkraft, wird also kaum von einer in vertikaler Richtung wirkenden Kraft beeinflusst. Das vom Radantriebsmoment verursachte Torsionsmoment wirkt im Gegensatz zu den durch die Radkräfte verursachten Biegespannungen gleichmäßig über die gesamte Welle zwischen dem Steg des Planetenendtriebes und dem Radflansch. Die Anordnung des Sensorkopfes zur Messung des Radantriebsmomentes kann frei in diesem Bereich gewählt werden.

Sowohl beim Einsatz der passiven als auch der aktiven inversen Magnetostriktion an einer drehenden Welle kommt es bei unbelasteter Welle zu einer charakteristischen Schwankung des Sensorsignals über dem Drehwinkel der Welle. In **Bild 4-7** ist beispielhaft der qualitative Verlauf der Umlaufmodulation des Drehmomentsignals eines Sensors der aktiven inversen Magnetostriktion beim Einsatz an der Achswelle des Versuchstraktors über der Zeit dargestellt.



**Bild 4-7:** Qualitative Darstellung der Umlaufmodulation am Beispiel des Drehmomentsignals bei der aktiven inversen Magnetostriktion (Welle unbelastet / Drehzahl 20 1/min)

Im zeitlichen Verlauf des Signals ist ein Muster erkennbar, welches sich bei jeder Wellenumdrehung wiederholt. Grund hierfür ist der Einfluss der Materialqualität der Achswelle, insbesondere der Härtung, als auch existierender Magnetfelder, welche über dem Drehwinkel der Achswelle variieren. Bei der passiven inversen Magnetostriktion wird dieser Effekt noch verstärkt, da sich die Qualität des in die Achswelle eingebrachten Magnetfelds über dem Drehwinkel direkt im Sensorsignal widerspiegelt. Die Umlaufmodulation kann durch einen Signalfilter verringert oder beseitigt werden. Bei langsam drehenden Wellen ist die Beseitigung der Umlaufmodulation durch Signalfilterung problematisch, da mit sinkender Drehfrequenz der Welle eine immer niederfrequenter Filterung erforderlich wird. Je niedriger die Frequenz des Filters ist, desto größer wird die Trägheit des Sensorsignals. Eine weitere Möglichkeit die Umlaufmodulation zu beseitigen ist die Korrektur des Signals über dem Drehwinkel der Welle. Hierfür müssen der Drehwinkel der Welle in hinreichender Auflösung sensorisch erfasst und der Verlauf der Umlaufmodulation in einem Kennfeld abgelegt werden.

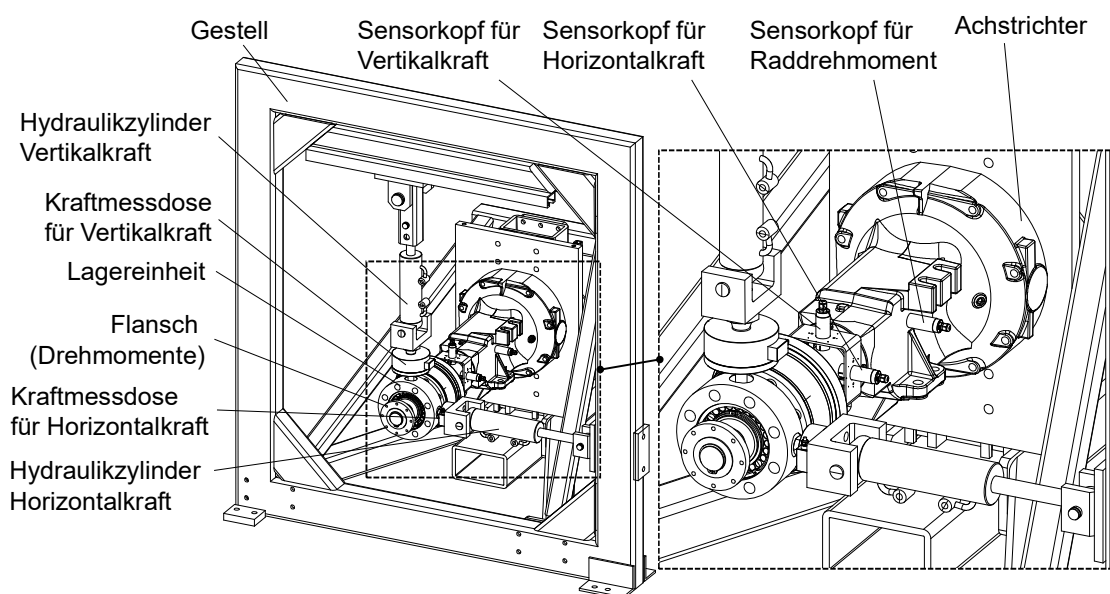
## **4.2 Prüfstand zur Kalibrierung und Validierung der Traktionssensorik**

Die Konzeptstudien und Versuche zum Traktionssensor wurden in Kooperation mit dem Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge (IMN) der technischen Universität Braunschweig durchgeführt. Der zu diesem Zweck am IMN aufgebaute Prüfstand und die Ergebnisse der Prüfstandsversuche mit dem ersten Traktionssensor-Prototypen basierend auf dem Prinzip der passiven inversen Magnetostriktion und sind ausführlich in [48] vorgestellt und diskutiert. Die Weiterentwicklung des Messprinzips in Form der aktiven inversen Magnetostriktion durch die Firma TAM, welche zeitgleich zur vorliegenden Forschungsarbeit stattgefunden hat, und die hiermit verbundenen Vorteile, führten zu der Entscheidung den Traktionssensor zu überarbeiten und das Prinzip der aktiven inversen Magnetostriktion für alle weiteren Versuche zu nutzen. Der größte Vorteil der aktiven inversen Magnetostriktion im Vergleich zur passiven inversen Magnetostriktion ist der Entfall des Magnetisierungsprozesses. Beim passiven Verfahren muss zunächst eine individuelle Vorrichtung zur Einbringung des Bauteilmagnetfelds konstruiert werden. Dies ist insbesondere beim



vorliegenden Anwendungsfall, dem Messen von Kräften und Drehmomenten an der Hinterachswelle eines Traktors, aufgrund der Dimensionen des Bauteils mit großem Aufwand verbunden. Außerdem stellte sich bei ersten Versuchen mit dem passiven Verfahren heraus, dass bei großen Bauteilen das Sicherstellen einer hohen Qualität des eingebrachten Magnetfeldes eine große Herausforderung ist. Die Güte des eingebrachten Magnetfeldes, insbesondere in Bezug auf die Homogenität des Magnetfelds, die Magnetfeldstärke und die Magnetfeldausrichtung, hat dabei einen großen Einfluss auf die erreichbare Signalqualität des Sensors. Darüber hinaus kann beim aktiven Verfahren derselbe Sensorkopf zur Messung von Drehmomenten und/oder Kräften an verschiedenen Stellen oder Bauteilen genutzt werden, während beim passiven Verfahren die Lage der Senserspulen konstruktiv durch einen bauteilspezifischen Spulenhalter festgelegt ist.

Zur Kalibrierung des Traktionssensors basierend auf dem Prinzip der aktiven inversen Magnetostriktion sowie zur Untersuchung der Sensorgenauigkeit, wurde ein weiterer Prüfstand bei der Firma CLAAS Industrietechnik GmbH aufgebaut, **Bild 4-8**. Der Prüfstand besteht aus einem mit dem Traktionssensor ausgerüsteten Achstrichter eines Standardtraktors inklusive Achswelle und Endantrieb, welcher zur Aufbringung von Radkräften und -drehmomenten an einem Gestell angeschraubt ist.



**Bild 4-8:** Aufbau des Prüfstands zur Untersuchung des Traktionssensors

Die vertikalen und die horizontalen Radkräfte werden durch jeweils einen Hydraulikzylinder in Kombination mit einer Kraftmessdose simuliert. Die Hydraulikzylinder werden über ein Hydraulikaggregat und elektrohydraulische Ventile mit Öldruck beaufschlagt. Somit kann sowohl eine vertikale oder horizontale Kraft auf die Achswelle wirken oder eine beliebige Kombination aus vertikalen und horizontalen Radkräften und entsprechend resultierendem Summenvektor. Die Hydraulikzylinder sind über eine Lagereinheit mit der Achswelle verbunden, so dass die Kräfte auch auf die drehende Achswelle wirken können.

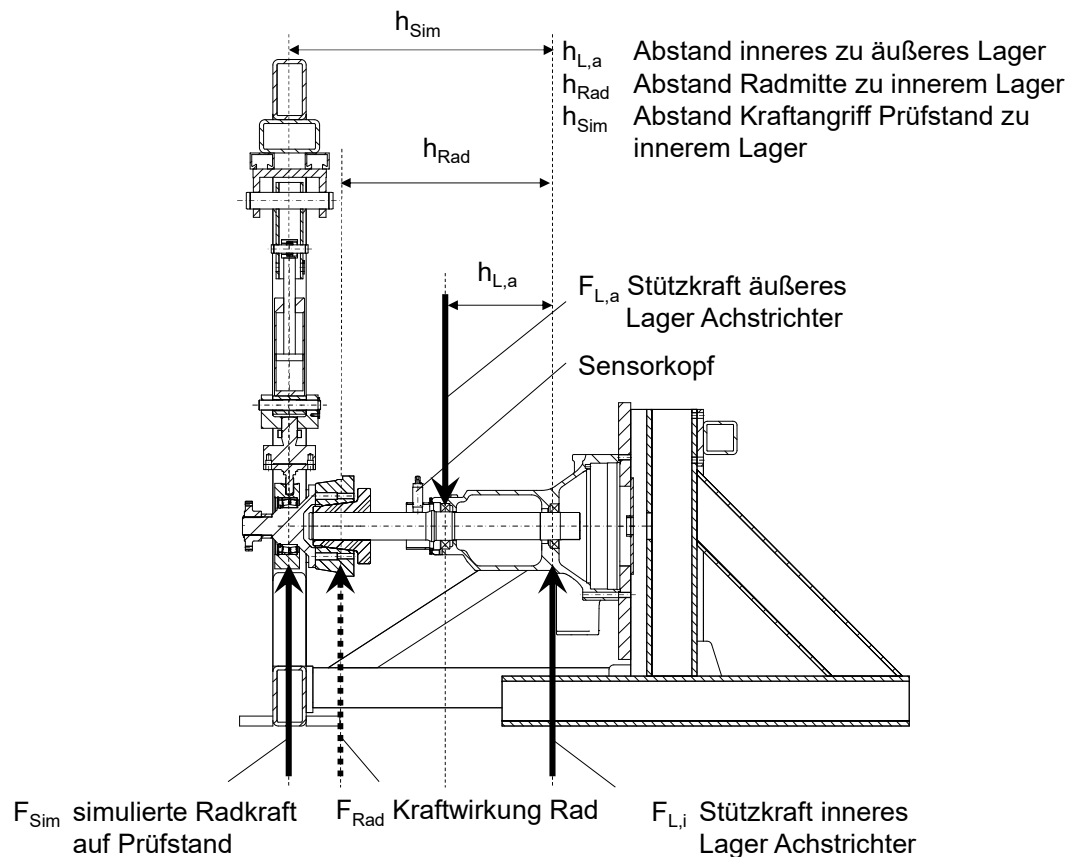
Stirnseitig ist ein Flansch an der Achswelle befestigt, so dass die Achswelle entweder drehmomentfrei gedreht oder statisch mit einem Drehmoment verspannt werden kann. Zum Verspannen wird der Steg des Planetengetriebes im Endantrieb des Achstrichters fest mit dem Gestell des Prüfstands verschraubt und auf diese Weise gegen ein Verdrehen arretiert. Der Antrieb erfolgt durch einen Elektromotor mit nachgelagertem Reduziergetriebe über eine Drehmomentmessnabe (Referenz) und eine Kardanwelle (in **Bild 4-8** nicht dargestellt). Die Kardanwelle ermöglicht einen Ausgleich der Verformungen der Achswelle bei gleichzeitiger Überlagerung von Radkräften in vertikaler und/oder horizontaler Richtung.

Der Angriffspunkt der Kräfte im Prüfstand entspricht einer virtuellen Spurweite von 2,5 m, während die reale Spurweite im verwendeten Traktor 1,95 m beträgt. Dies muss bei der Untersuchung und Kalibrierung der Sensorsignale berücksichtigt werden, **Bild 4-9**. Die Umrechnung der Signale erfolgt gemäß Gleichung (4.2), welche aus dem Momentengleichgewicht um das innere Lager der Achswelle in Achstrichter folgt:

$$\sum^{(L,i)} M = 0 = F_{Sim} \cdot h_{Sim} - F_{L,a} \cdot h_{L,a} = F_{Rad} \cdot h_{Rad} - F_{L,a} \cdot h_{L,a} \quad (4.1)$$

Durch Kürzen und Umstellen ergibt sich als Umrechnungsfaktor der Prüfstandskalibrierung auf die Fahrzeugkalibrierung für die horizontalen und vertikalen Radkräfte:

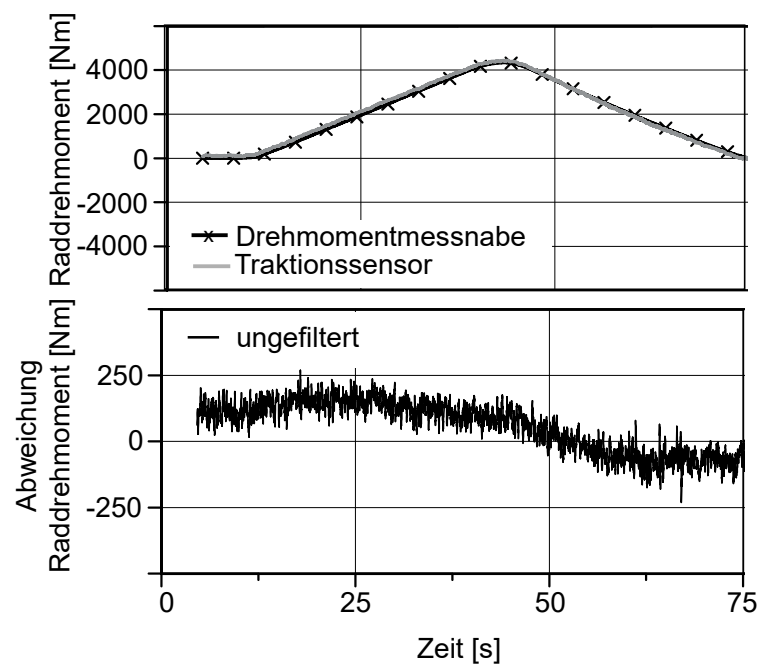
$$F_{Rad} = F_{Sim} \cdot \frac{h_{Sim}}{h_{Rad}} \quad (4.2)$$



**Bild 4-9:** Schematische Darstellung der Kraftwirkung auf dem Prüfstand und im Traktor

Die Betrachtung der Auswirkung der unterschiedlichen Hebelarme auf dem Prüfstand und im Traktor auf das wirkende Biegemoment verdeutlicht, dass jede Änderung des Kraftangriffspunkts durch Verstellen der Spurweite des Traktors, Umbereifung oder Montage von Zwillingsbereifung eine Änderung des Kalibrierfaktors erfordert. Auch ein Befahren von harten Unebenheiten kann zu einer Verschiebung des Kraftangriffs im Reifenlatsch führen, so dass der Kalibrierfaktor und damit der Sensorwert abweichen. Die Lage des Kraftangriffspunkts nimmt außerdem Einfluss auf das wirkende Biegemoment, **Bild 4-6**. Wird der Hebelarm der Radkraft  $h_{Rad}$  soweit reduziert, dass er dem Hebelarm der Kraft des äußeren Lagers  $h_{L,a}$  entspricht, so kompensieren sich die Biegemomente mit dem Ergebnis, dass keine Biegespannung von der Sensorik in der Achswelle gemessen werden kann.

Nach der Kalibrierung der Signale des Traktionssensors für die vertikale und die horizontale Radkraft sowie des Raddrehmoments mit dem in Kapitel 4.2 beschriebenen Prüfstand, wird die Genauigkeit der Sensorsignale untersucht. In **Bild 4-10** ist mittig der zeitliche Verlauf des Signals für das Raddrehmoment von Drehmomentmessnabe und Traktionssensor über der Zeit aufgetragen. Im unteren Diagramm ist die zugehörige Abweichung des Signals des Traktionssensors vom Signal der Drehmomentmessnabe über der Zeit dargestellt. Die Achswelle dreht während der Messung nicht.



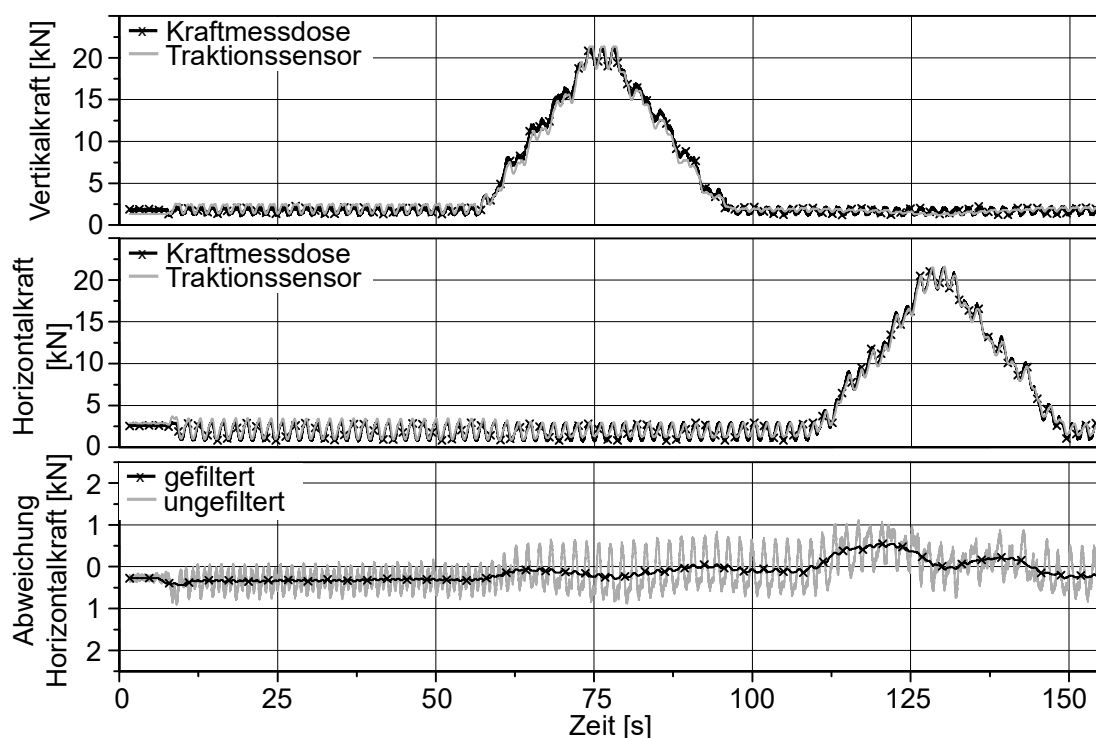
**Bild 4-10:** Raddrehmomentsignal von Traktionssensor und Drehmomentmessnabe über der Zeit

Das Raddrehmoment wird ausgehend vom spannungsfreien Zustand der Achswelle zunächst auf 4500 Nm erhöht und anschließend wieder abgebaut. Der angestrebte Messbereich beim Einsatz des Sensors im Traktor liegt bei 20 kNm. Aufgrund der erforderlichen Dimensionierung eines entsprechenden Prüfstands ist eine Kalibrierung auf einen Teilbereich des angestrebten Messbereichs notwendig. Die maximale Abweichung der Signale des Traktionssensors und der Drehmomentmessnabe liegt bei 125 Nm. Dies entspricht einer Messabweichung von 2,8 % bezogen auf den Kalibrierbereich von 4500 Nm und wird durch mehrfache Wiederholung bestätigt.

Das Raddrehmomentsignal des Traktionssensors besitzt bei der drehenden Welle im Gegensatz zu den Kraftsignalen eine ausgeprägte Umlaufmodulation, welche sich auch durch Entmagnetisieren der Achswelle nicht gänzlich beseitigen ließ. Grund hierfür ist eine im Messbereich des Sensorkopfes für das Raddrehmoment schlechte Qualität des Härtegefüges bedingt durch den bei der Fertigung der Achswelle durchgeführten induktiven Härteprozess. Bei der induktiven Härtung kann es zu Schwankungen in der Einhärtetiefe kommen, welche sich entsprechend im Sensorsignal widerspiegeln. Um den Einfluss der Umlaufmodulation auf das Raddrehmomentsignal zu beseitigen, wird das Signal durch Berechnung eines zeitlichen Mittelwerts über mehrere Umdrehungen geglättet. Durch die Mittelwertbildung ist das Drehmomentsignal träge und es ergeben sich Messabweichungen bei dynamischen Drehmomentänderungen. Die Auswertung des Drehmomentsignals ist also nur für quasi-stationäre Betriebspunkte zulässig. Alternativ könnte das Signal durch einen zusätzlichen Drehwinkelsensor über den Drehwinkel der Achswelle korrigiert werden. Der Einfluss dieses Lösungsansatzes auf das Sensorverhalten bei dynamischen Drehmomentänderungen sollte in weiterführenden Arbeiten aufgegriffen werden.

In **Bild 4-11** sind die Signale der vertikalen und horizontalen Radkraft des Traktionssensors dem jeweiligen Signal der entsprechenden Kraftmessdose gegenübergestellt. In den oberen zwei Diagrammen ist der Verlauf der Ist- und Soll-Signale über der Zeit aufgetragen. Im unteren Diagramm ist die zugehörige Ist-/Soll-Abweichung zwischen dem Signal für die horizontale Radkraft des Traktionssensors und der Kraftmessdose ungefiltert und mit 1 Hz gefiltert über der Zeit aufgetragen. Am Anfang der Messung steht die Achswelle bis nach etwa 10 Sekunden der Elektromotor zum Drehen der Achswelle eingeschaltet wird. Die eingestellte Drehzahl beträgt 0,4 Umdrehungen pro Sekunde. Dies entspricht bei gegebener Größe der Hinterräder des Versuchstraktors (vgl. Kapitel 4.3) einer theoretischen Arbeitsgeschwindigkeit von etwa 10 km/h. Die Hydraulikzylinder zum Aufbringen der Radkräfte sind mit 2,5 kN vorgespannt, um den Einfluss von Spiel in der Kinematik des Prüfstands auszuschließen. Betrachtet man den Verlauf der Soll- und Ist-Signale der vertikalen und horizontalen Radkräfte, fällt zunächst auf, dass sowohl die Signale des Traktionssensors, als auch der Kraftmessdosen

in Abhängigkeit der Drehung der Achswelle schwingen. Grund hierfür ist eine Exzentrizität der Achswelle, welche in Kombination der sehr steifen Anbindung der Hydraulikzylinder mit der Lagereinheit an die Achswelle (vgl. Kapitel 4.2) zu schwankenden Radkräften führt. Während der Messung wird nach 60 Sekunden zunächst eine vertikale Kraft von 20 kN und im Anschluss nach 110 Sekunden eine horizontale Kraft von 20 kN aufgebracht und wieder auf die initiale Vorspannung von 2,5 kN abgebaut. Die zeitlichen Verläufe der Signale des Traktionssensors und der Kraftmessdosen liegen in der vertikalen und der horizontalen Richtung sehr nahe beieinander.



**Bild 4-11:** Vergleich der Kraftsignale des Traktionssensors mit den jeweiligen Kraftsignalen der Kraftmessdose bei der drehenden Achswelle über der Zeit

Ein Blick auf den zeitlichen Verlauf der Abweichung der horizontalen Kraft gibt Aufschluss über die Messgenauigkeit. Am Anfang der Messung bei der stehenden Welle beträgt die Soll-Ist Differenz -0,3 kN. Beim Einschalten des Elektromotors erhöht sich die Abweichung auf -0,4 kN. Grund hierfür ist der zeitliche Versatz der Signale von Traktionssensor und Kraftmessdose bedingt durch die Filterung der Signale des Traktionssensors. Das Aufbringen der vertikalen Achslast

zwischen Sekunde 60 und 90 hat einen Einfluss auf die Abweichung der Horizontalkraft. Dieser Einfluss ist mit 0,2 kN jedoch sehr klein und beruht auf der Verformung von Achswelle und Achstrichter und deren Einfluss auf die Ausrichtung des Sensorkopfes für die horizontale Krafrichtung relativ zur Achswelle. Im Bereich der horizontalen Kraftwirkung steigt die Abweichung bei der Belastung der Achswelle zwischen Sekunde 110 und 130 zunächst auf bis zu 0,5 kN an und fällt bei maximaler Belastung von 20 kN wieder auf 0 kN ab. Beim Entlasten der horizontalen Krafrichtung von 20 kN auf die initiale Vorspannung der Achswelle von 2,5 kN steigt die Abweichung zunächst auf 0,3 kN an und fällt dann wieder auf -0,4 kN ab. Bezogen auf den Messbereich von 20 kN bei den Versuchen auf dem Prüfstand entspricht dies einer Messabweichung von 2,0 %, welche durch mehrfache Wiederholung bestätigt wird.

#### 4.3 Untersuchung der Sensorik in einem Versuchstraktor

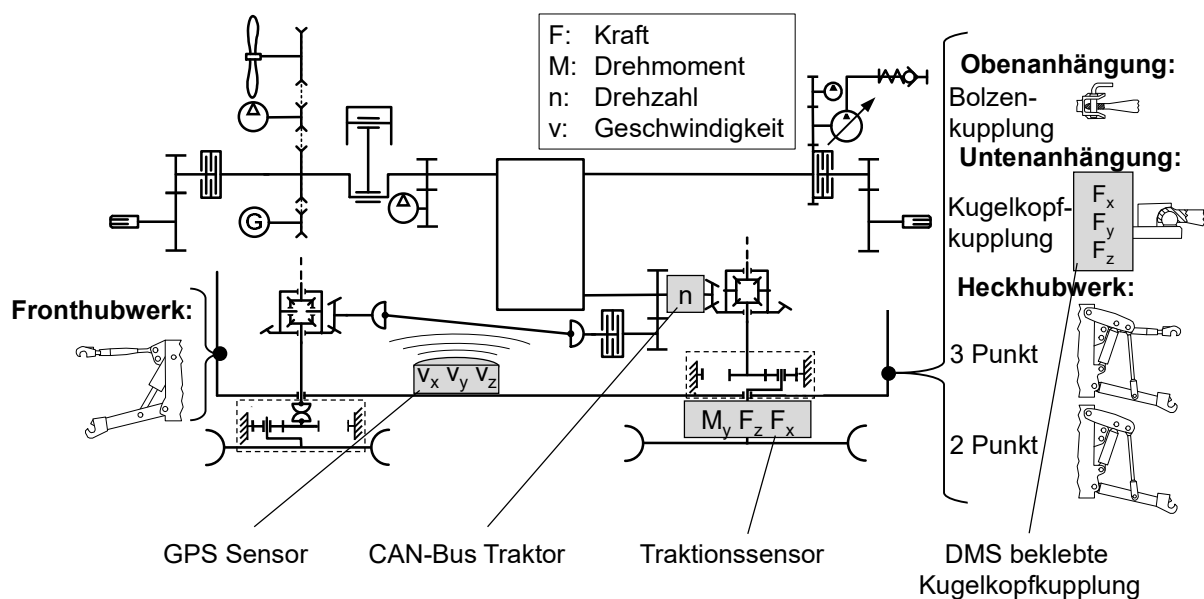
Bei dem im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Versuchstraktor handelt es sich um einen Standardtraktor der Technologiestufe V (vgl. Anhang B) vom Typ „ARION 550 CMATIC“ der Firma CLAAS, **Bild 4-12**. Der Traktor verfügt über einen 4 Zylinder Dieselmotor von der Firma Deere Power Systems, ein stufenloses Fahrgetriebe vom der Firma CLAAS vom Typ „EQ200“, eine gefederte Vorderachse, eine Druckluftbremsanlage, ein Fronthubwerk, einen Frontlader, eine Frontzapfwelle und ein Load-Sensing-Hydrauliksystem mit 4 Steuerventilen und Power-Beyond.



**Bild 4-12:** Der Versuchstraktor – CLAAS ARION 550 CMATIC

Der Traktor ist außerdem mit einer 2-Kanal-Reifendruckregelanlage mit externer Verrohrung ausgerüstet, die es ermöglicht, den Reifendruck während der Arbeit zu verstellen. Die Reifendruck-regelanlage wird vom Kompressor der Druckluftbremsanlage versorgt. Die wichtigsten technischen Daten des Traktors sind in Anhang C zusammengefasst.

**Bild 4-13** zeigt schematisch die Position der verwendeten Sensoren zur Ermittlung der für die automatische Reifendruckeinstellung benötigten Traktionsparameter im Antriebsstrang des Traktors (vgl. Kapitel 3.4). Der auf dem Prüfstand kalibrierte Traktionssensor (vgl. Kapitel 4.2) ist nicht wie in **Bild 4-13** dargestellt auf der linken Seite, sondern im rechten Achstrichter montiert und misst dort das Radantriebsmoment  $M_Y$ , die Radkraft in horizontaler Richtung  $F_x$  und die Radkraft in vertikaler Richtung  $F_z$ .

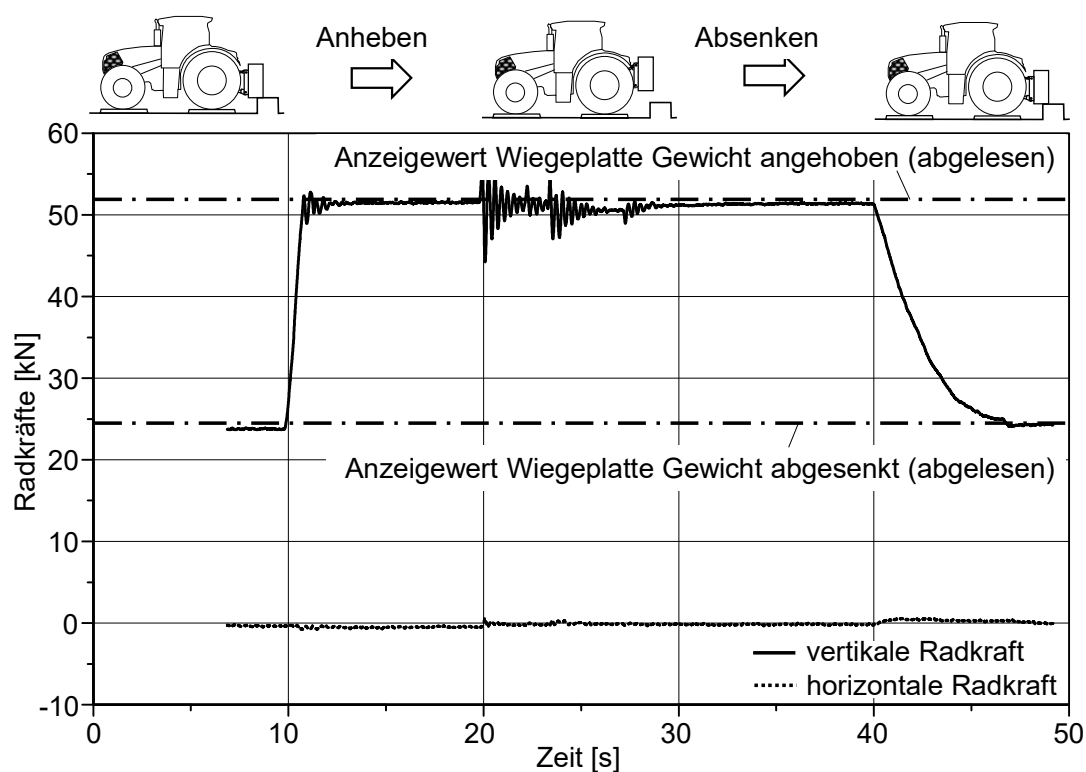


**Bild 4-13:** Messtechnische Ausrüstung des Versuchstraktors [87]

Die reale Arbeitsgeschwindigkeit wird mit einem GPS-Sensor gemessen, der an der Kabine des Traktors montiert ist, während die Raddrehzahl aus dem Getriebeausgangsdrehzahlsignal berechnet wird. Für die Validierung des Messprinzips im Versuchstraktor wird außerdem eine mit DMS beklebte Kugelpkopfkupplung in der Untenanhängung verwendet, welche zur Messung der an der Kugelpkopfkupplung wirkenden Kräfte in allen drei Raumrichtungen kalibriert ist.



Nach dem Einbau der Sensorik im Versuchstraktor erfolgt zunächst die Überprüfung der Plausibilität der Kraftsignale und der aus allen Signalen berechneten Traktionsparameter. Auf diese Weise sollen zum einen die Ergebnisse aus den Versuchen auf dem Prüfstand mit dem im Traktor verbauten Traktionssensor bestätigt werden, und zum anderen das Verhalten des Sensors beim Auftreten von Kräften bei Kurvenfahrt und Fahrt quer zum Hang untersucht werden, da die dabei auftretenden Kräfte mit dem Prüfstand nicht simuliert werden können. Die auf dem Prüfstand ermittelten Kalibrierfaktoren werden wie in Kapitel 4.2 beschrieben entsprechend der Spurweite des Traktors angepasst.



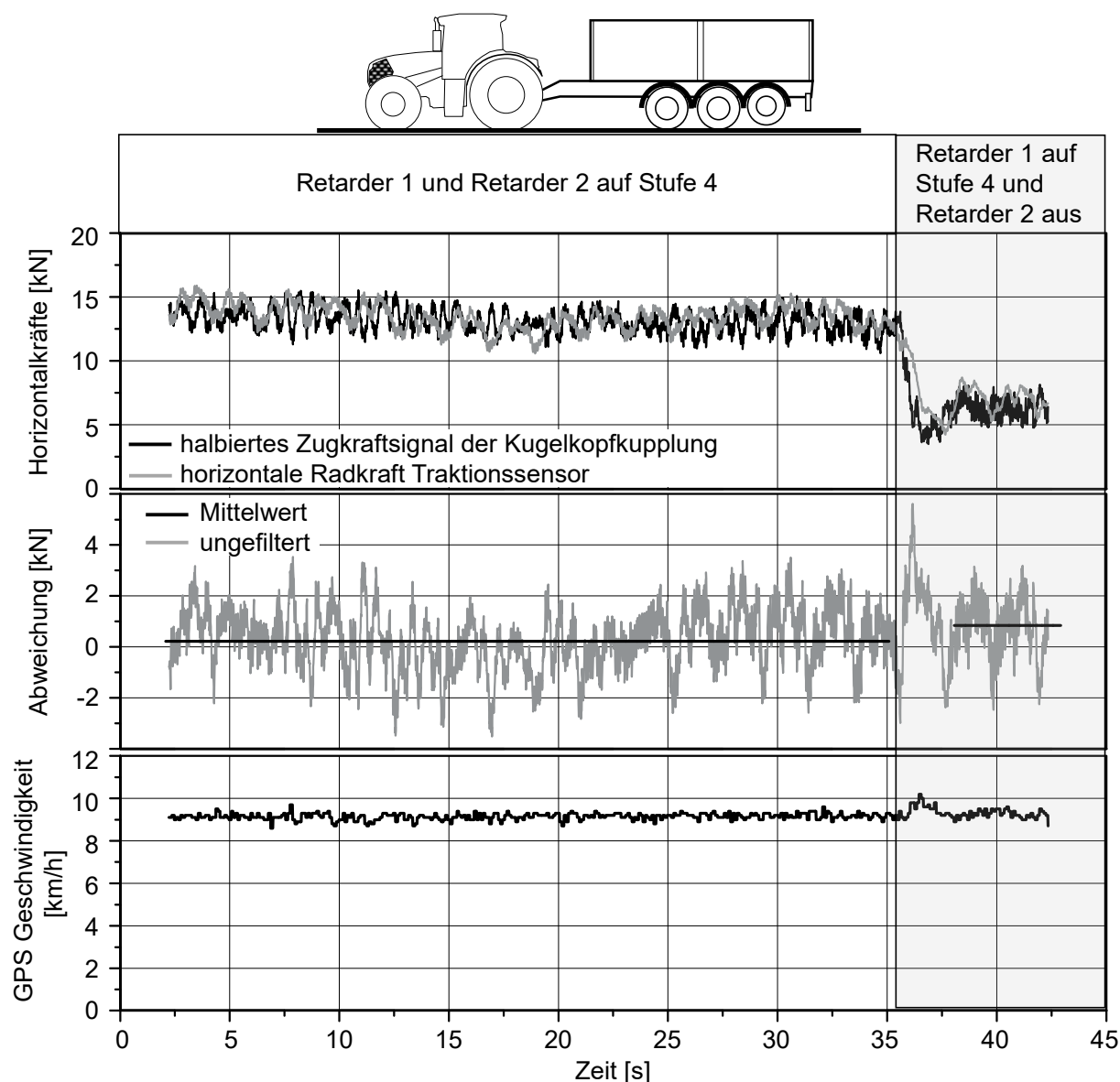
**Bild 4-14:** Untersuchung des Kraftrichtungseinflusses durch Anheben eines Heckgewichts mit dem Traktor [87]

**Bild 4-14** zeigt den Verlauf der Signale für die vertikale und die horizontale Kraftrichtung des Traktionssensors beim **Anheben eines Heckgewichts** über der Zeit sowie den abgelesenen Anzeigewert einer Wiegeplatte unter dem rechten Hinterrad (vom Hersteller der Wiegeplatte angegebene Messabweichung:  $\pm 0,25$  kN) jeweils bei abgesenktem und angehobenem Heckgewicht. Etwa 10

Sekunden nach Beginn der Messung wird das Heckgewicht angehoben und nach weiteren 30 Sekunden aus der angehobenen Position wieder langsam abgesetzt.

Die mit den eingebauten Sensoren gemessene vertikale Radkraft stimmt in der abgesenkten und in der angehobenen Hubwerksposition gut mit dem Anzeigewert der Wiegeplatte überein. Die maximale Abweichung beträgt in der abgesenkten Position 0,5 kN und 0,4 kN in der angehobenen Position. Betrachtet man den zeitlichen Verlauf des Signals der horizontalen Radkraft, so wird außerdem deutlich, dass die Belastung der Achswelle in vertikaler Richtung auch beim im Traktor eingebauten Sensor nicht zu einem nennenswerten Einfluss auf das Kraftsignal in horizontaler Richtung führt. Die Ergebnisse aus den Versuchen auf dem Prüfstand werden insoweit bestätigt. Die Signalschwankung im Verlauf der vertikalen Radkraft nach 20 Sekunden wird durch das Auf- und Absteigen zum Ablesen der Anzeigewerte der Wiegeplatten verursacht.

Um die Qualität der Kraftsignale des im Fahrzeug eingebauten Traktionssensors während der Fahrt überprüfen zu können, ist der Traktor mit einer mit DMS beklebten Kugelkopfkupplung in der Untenanhängung ausgerüstet, welche es ermöglicht, das Signal der horizontalen Radkraft mit der aufgebrachten Gesamtzugkraft an der Kugelkopfkupplung zu vergleichen. Das Aufbringen der Zugkraft erfolgt mit einem ballastierten **Bremsanhänger** dessen zwei Retarderachsen in ihrer Bremswirkung in vier Stufen verstellt werden können, **Bild 4-15**. Der Traktor ist mit einem 400 kg Frontgewicht ausgerüstet, der Reifendruck an allen vier Rädern auf 1,6 bar eingestellt und der Allradantrieb ist bei der Messung nicht aktiviert. **Bild 4-15** zeigt den zeitlichen Verlauf der horizontalen Radkraft am rechten Hinterrad und der horizontalen Kraft an der Kugelkopfkupplung, welche zwecks besserer Bewertung der Qualität des Radkraftsignals halbiert wird. Die an der Kugelkopfkupplung gemessene Gesamtzugkraft entspricht der Summe der Zugkräfte der beiden Hinterräder abzüglich des von der Hinterachse bei abgeschaltetem Allradantrieb zu überwindenden Rollwiderstands der Vorderachse (vgl. Kapitel 2.2.2).



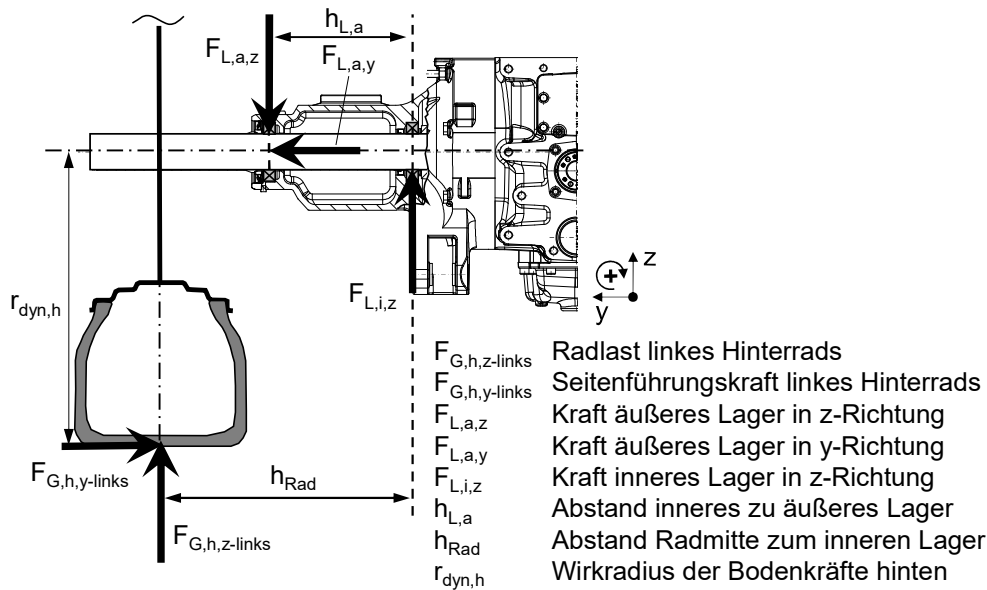
**Bild 4-15:** Vergleich des Zugkraftsignals des Traktionssensors mit dem Signal einer mit DMS beklebten Kugelkopfkupplung

Das Einsetzen der Geometrieparameter des Versuchstraktors gemäß Anhang C und der gemessenen Gesamtzugkraft von 24 kN ergibt nach Gleichung (2.22) eine Vorderachslast des Traktors unter Zug von 25,49 kN. Demnach ist bei einem Rollwiderstandsbeiwert von AS-Bereifung auf Asphalt zwischen 1,5 % und 3 % [5] mit einer Rollwiderstandskraft der Vorderachse von 0,38 kN bis 0,76 kN zu rechnen, Gleichung (2.11). Bei gleichmäßigen Kraftschlussbedingungen an beiden Hinterrädern wie im vorliegenden Fall bei der Fahrt in der Ebene auf trockenem Asphalt, muss jedes Hinterrad davon die Hälfte aufbringen. Die

Radtriebkraft sollte also zwischen 0,19 kN und 0,38 kN über der halbierten Zugkraft an der Kugelkopfkupplung des Traktors liegen.

In **Bild 4-15** oben ist der zeitliche Verlauf des Signals der Radtriebkraft des Traktionssensors am rechten Hinterrad dem Signal der halbierten Gesamtzugkraft der mit DMS beklebten Kugelkopfkupplung dargestellt. Die Fahrgeschwindigkeit ist in **Bild 4-15** unten abgebildet und beträgt während der gesamten Messung 9 km/h (Tempomat aktiviert). Beide Retarderachsen sind auf Stufe 4 aktiviert. Nach etwa 35 Sekunden wird eine der Retarderachsen abgeschaltet. Der zeitliche Verlauf der vom Traktionssensor gemessenen horizontalen Radkraft folgt der halbierten von der Kugelkopfkupplung gemessenen Zugkraft während der gesamten Messung gut. In **Bild 4-15** mittig ist die Abweichung des Signals des Traktionssensors von der halbierten Zugkraft an der Kugelkopfkupplung sowohl als Rohsignal, als auch als Mittelwert über der Zeit dargestellt. Die nach Abschätzung der Rollwiderstandskraft der Vorderachse erwartete Differenz zwischen der Radtriebkraft der Hinterachse und der halbierten Gesamtzugkraft beträgt 0,19 kN bis 0,38 kN. Am Anfang der Messung mit beiden auf höchster Stufe aktivierten Retarderachsen liegt die Radtriebkraft im Mittel 0,21 kN über der halbierten Zugkraft an der Kugelkopfkupplung. Die durch die Überwindung des Rollwiderstands der Vorderachse verursachte Differenz liegt damit im erwarteten Bereich. Am Ende der Messung, nach dem Abschalten einer der Retarderachsen, liegt die Radtriebkraft im Mittel 0,7 kN über der halbierten Zugkraft an der Kugelkopfkupplung und damit bei geringen Zugkräften über dem erwarteten Wert von maximal 0,38 kN für die halbe Rollwiderstandskraft der Vorderachse. Grund hierfür ist die abnehmende Messgenauigkeit der Kraftsignale des Traktionssensors im Bereich zwischen den für die Zweipunkt-Kalibrierung der Signale genutzten Stützstellen, vgl. Kapitel 4.2.

Bei Fahrt in **Schichtlinie am Hang** wirken neben der vertikalen Radkraft und der horizontalen Radkraft noch Seitenführungskräfte am Rad. Die Auswirkung der Seitenkräfte auf die Biegespannungen in der Achswelle ist in **Bild 4-16** beispielhaft für die linke Achswelle dargestellt.



**Bild 4-16:** Vereinfachte Darstellung bei der Fahrt in Schichtlinie am Hang an der hinteren Achswelle wirkenden Kräfte

Auf die Achswelle wirken in der y-z-Ebene die Seitenführungskraft und die entsprechende Gegenkraft am äußeren Lager des Achstrichters in horizontaler Richtung sowie die vertikale Radkraft und die entsprechenden Lagerkräfte am inneren und am äußeren Lager in vertikaler Richtung.

Das Drehmomentgleichgewicht um das innere Lager ergibt:

$$\sum M_{L,i} = 0 = F_{G,h,z-links} \cdot h_{Rad} - F_{G,h,y-links} \cdot r_{dyn} - F_{L,a,z} \cdot h_{L,a} \quad (4.3)$$

Durch Einsetzen von Gleichung (2.26) und (2.29) auf Seite 29 folgt:

$$\sum M_{L,i} = 0 = F_{G,h} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{z_{G,h}}{y_{SW}} (h_{Rad} - \kappa_y \cdot r_{dyn}) - F_{L,a,z} \cdot h_{L,a} \quad (4.4)$$

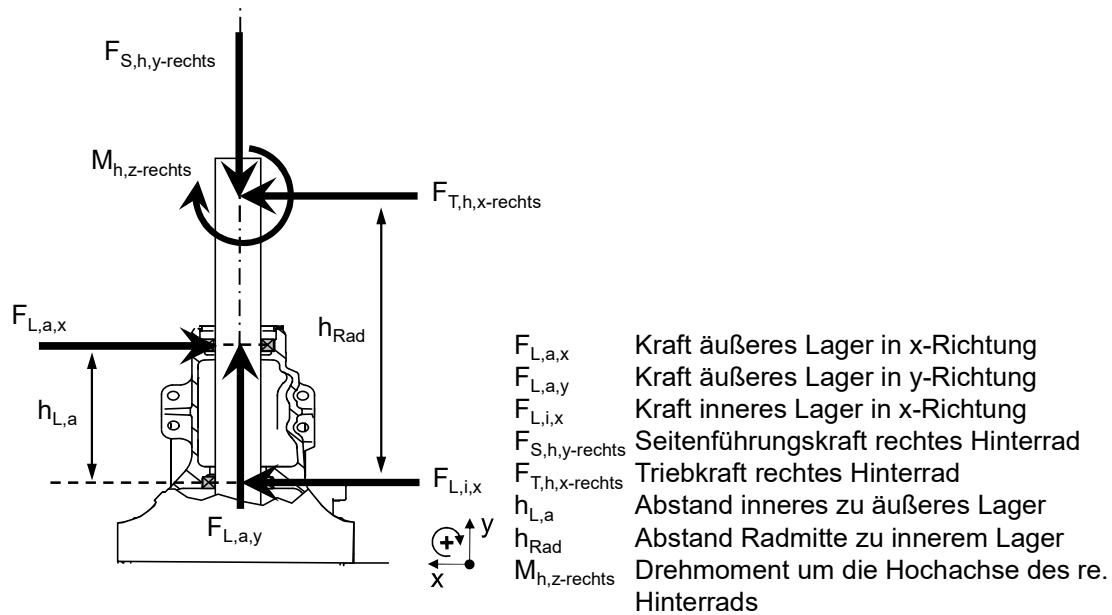
Neben dem aus der vertikalen Radkraft verursachten Biegemoment in der y-z-Ebene wirkt bei der Fahrt in Querrichtung zum Hang auch noch ein Biegemoment, welches von der Seitenführungskraft verursacht wird und ebenfalls von der vertikalen Radkraft abhängt. Dabei spielen auch die Geometrieparameter, konkret das Verhältnis aus den Hebelarmen der Seitenkraft, welches dem dynamischen Halbmesser der Hinterräder  $r_{dyn}$  entspricht, und der vertikalen Radkraft  $h_{Rad}$  eine Rolle. Je kleiner der Hebelarm der vertikalen Radkraft  $h_{Rad}$  beispielsweise durch ein Verringern der Spurweite des Traktors im

Verhältnis zum dynamischen Reifenhalmmesser  $r_{\text{dyn}}$  wird, desto größer ist der Einfluss der Seitenkräfte auf das Sensorsignal der vertikalen Radkraft beim Fahren am Hang. Beim hangabwärts ausgerichteten Rad (linkes Hinterrad im Beispiel aus **Bild 2-12**) wirkt dieses dem Biegemoment aus der vertikalen Radkraft entgegen, während es beim hangaufwärts gerichteten Rad (rechtes Hinterrad im Beispiel aus **Bild 2-12**) in die gleiche Richtung wirkt wie das Biegemoment aus der vertikalen Radkraft. Der Traktionssensor kann beim Messen der Biegespannung nicht unterscheiden, welcher Anteil auf die Seitenkraft und welcher Anteil auf die vertikale Radkraft zurückzuführen ist. Die Folge ist, dass das Vertikalkraftsignal des Traktionssensors bei der Fahrt quer zum Hang für das hangabwärts ausgerichtete Rad durch die Seitenkraft verringert und für das hangaufwärts ausgerichtete Hinterrad erhöht wird. Für die Korrektur dieses Messfehlers bestehen grundsätzlich drei Lösungsansätze:

1. Verrechnen der Signale beider Hinterräder und Mittelwertbildung für die Achslast der Hinterachse.
2. Korrigieren des Vertikalkraftsignals in Abhängigkeit der Hangneigung, welche mit einem Neigungssensor ermittelt werden muss.
3. Messen der Druckspannung der Achswelle, welche durch die Seitenkraft in y-Richtung verursacht wird, mit einem zusätzlichen Sensorkopf an einer Stelle, an welcher keine Druckspannungen durch die Biegemomente verursacht werden. Auf diese Weise könnte das zusätzliche Druckspannungssignal zur Korrektur des Biegespannungssignals genutzt werden.

Diese drei Lösungsansätze sollten in weiterführenden Arbeiten aufgegriffen werden. Im Rahmen dieser Arbeit stellt die Fahrt in Schichtlinie am Hang eine Grenze für die Gültigkeit der Signale des Traktionssensors dar. Alle im Rahmen dieser Arbeit getätigten Messungen werden in der Ebene durchgeführt.

In **Bild 4-17** sind die bei **Kurvenfahrt** am Traktor und an der rechten Hinterachswelle in der x-y-Ebene angreifenden Kräfte und Drehmomente vereinfacht dargestellt.



**Bild 4-17:** Vereinfachte Darstellung der bei Kurvenfahrt an der hinteren Achswelle wirkenden Kräfte

Die Seitenkräfte führen auch bei der Kurvenfahrt, wie schon bei der Fahrt in Schichtlinie am Hang, zu einer Beeinflussung des Signals des Traktionssensors für die vertikale Radkraft. Das Drehmoment um die Hochachse des Rades führt außerdem zu einer Beeinflussung der Biegemomente in der x-y-Ebene der Achswelle.

Für das Kräftegleichgewicht in x-Richtung in der x-y-Ebene ergibt sich:

$$\sum F_y = 0 = F_{T,h,x-rechts} + F_{L,i,x} - F_{L,a,x} \quad (4.5)$$

Und für das Kräftegleichgewicht in y-Richtung:

$$\sum F_z = 0 = F_{L,a,y} - F_{S,h,y-rechts} \quad (4.6)$$

Sowie für das Drehmomentgleichgewicht um das innere Lager im rechten Achstrichter:

$$\sum M_{L,i} = 0 = F_{L,a,x} \cdot h_{L,a} - F_{T,h,x-rechts} \cdot h_{Rad} + M_{h,z-rechts} \quad (4.7)$$

Je nachdem ob eine Rechts- oder eine Linkskurve befahren wird und ob die rechte oder linke Achswelle betrachtet wird, führt das am Rad um die Hochachse wirkende Drehmoment zu einer Verringerung oder einer Erhöhung des

horizontalen Radkraftsignals des Traktionssensors. Für die Korrektur dieses Messfehlers bestehen im Gegensatz zur Korrektur des Seitenkrafteinflusses grundsätzlich nur zwei Lösungsansätze:

1. Verrechnen der Signale beider Hinterräder und Mittelwertbildung für die horizontale Radkraft der Hinterachse.
2. Korrigieren des Horizontalkraftsignals in Abhängigkeit des Kurvenradius und oder der Querbeschleunigung, welche mit einem Lenkwinkel bzw. Beschleunigungssensor ermittelt werden muss.

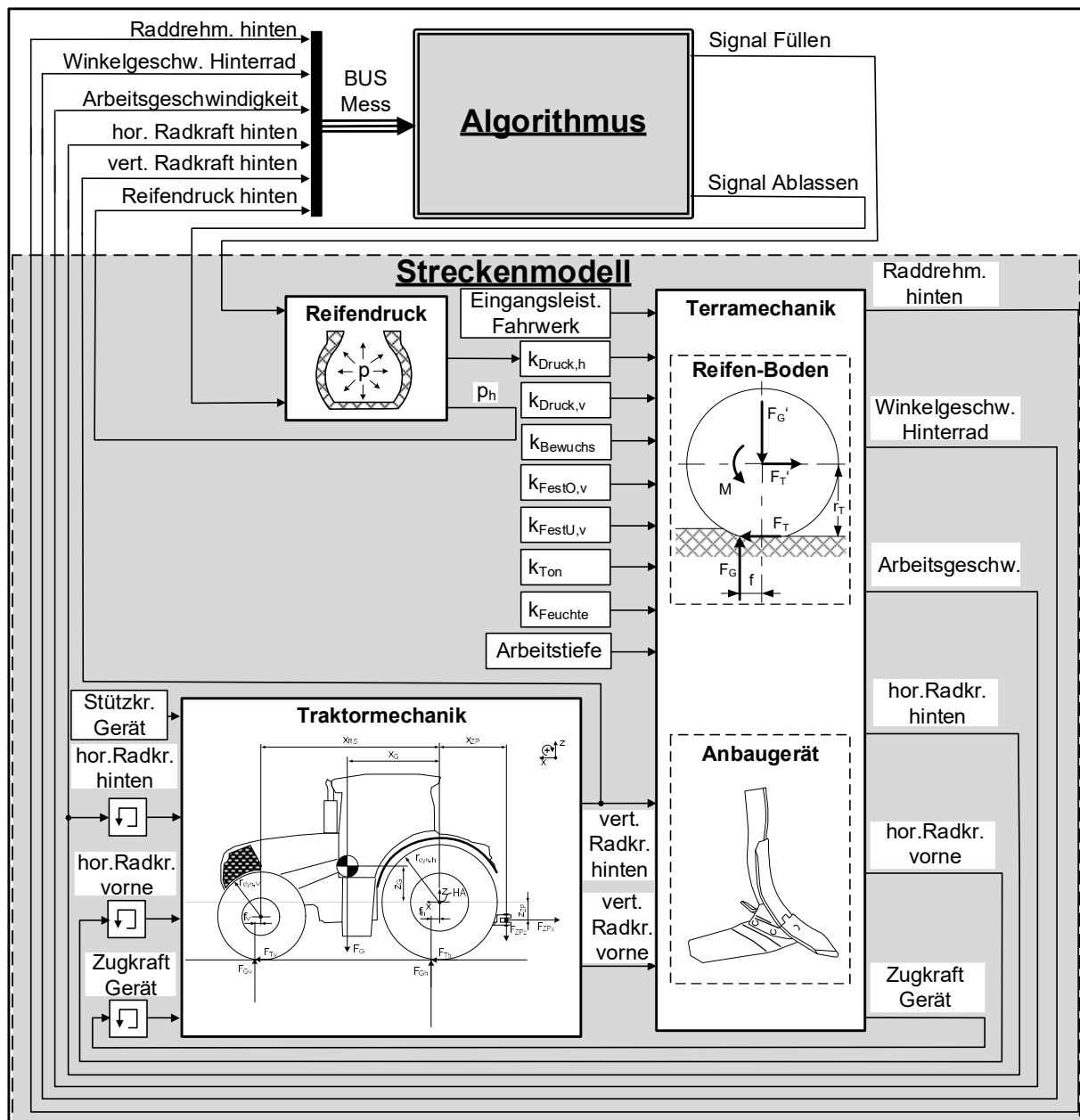
Auch diese zwei Lösungsansätze für die Korrektur der Sensorsignale bei Kurvenfahrt sollten in weiterführenden Arbeiten aufgegriffen werden. Im Rahmen dieser Arbeit stellt neben der Fahrt in Schichtlinie am Hang auch die Kurvenfahrt eine Grenze für die Gültigkeit der Signale des Traktionssensors dar. Alle im Rahmen dieser Arbeit getätigten Messungen werden bei Geradeausfahrt durchgeführt.

Durch den Aufbau des Traktionssensors und die Inbetriebnahme im Traktor sind die Voraussetzungen für die automatische Reifendruckeinstellung geschaffen. Die identifizierten Einschränkungen für den Gültigkeitsbereich der Sensorsignale müssen bei der Durchführung der Messungen mit Versuchstraktor und der anschließenden Analyse der Daten berücksichtigt werden.



## 5. Modellierung und Einstellalgorithmus

Die Einstellung des Reifendrucks an der Hinterachse des Versuchstraktors soll gemäß der in Kapitel 3.3 vorgestellten Verfahrensweise erfolgen. Der für den automatischen Funktionsablauf erforderliche Algorithmus wird anhand eines Streckenmodells entwickelt, **Bild 5-1**.



**Bild 5-1:** Übersicht Algorithmus und Streckenmodell

Die gesamte Modellierung erfolgt mit den Programmen „MATLAB“ und „Simulink“ von der Firma The MathWorks. „MATLAB“ ist ein Programm zur numerischen Berechnung und stellt gleichzeitig die Basis für das Programm „Simulink“ dar. Bei „Simulink“ handelt es sich um ein Programm zur grafischen Modellierung und zeitbasierten Simulation von Systemen. Die in „Simulink“ verwendeten Parameter sowie die Ein- und Ausgangsgrößen der Simulation können dabei im sogenannten „MATLAB Workspace“ verwaltet werden.

## 5.1 Streckenmodell des Traktors und der Terramechanik

**Bild 5-1** gibt einen Überblick, welche Parameter die Schnittstelle zwischen dem Algorithmus und dem Streckenmodell bilden. Im oberen Bereich befindet sich der Funktionsblock „Algorithmus“ und im unteren, grau hinterlegten Bereich, befindet sich das zur Programmierung des Algorithmus genutzte Streckenmodell. Die Eingangsgrößen aus dem Streckenmodell in den Funktionsblock „Algorithmus“ entsprechen den Sensorwerten gemäß Kapitel 3.4 und sind im Datenbus „BUS Mess“ zusammengefasst:

- |                                     |                  |
|-------------------------------------|------------------|
| • Antriebsdrehmoment Hinterrad      | $M_h$ [Nm]       |
| • Winkelgeschwindigkeit Hinterrad   | $\omega_h$ [1/s] |
| • Arbeits- bzw. Fahrgeschwindigkeit | $v$ [m/s]        |
| • Horizontale Radkraft hinten       | $F_{Th}$ [N]     |
| • Vertikale Radkraft hinten         | $F_{Gh}$ [N]     |
| • Reifendruck Hinterrad             | $p_h$ [bar]      |

Die Ausgangsgrößen des Funktionsblocks „Algorithmus“ in das Streckenmodell entsprechen den Signalen für die Ansteuerung der Ventile zum Erhöhen und Senken des Reifendrucks:

- |                       |     |
|-----------------------|-----|
| • Betätigung Füllen   | [-] |
| • Betätigung Ablassen | [-] |

Das Streckenmodell unterteilt sich in die Untermodelle für die Traktormechanik, den Reifendruck sowie die Terramechanik von Reifen-Boden-Kontakt und Gerät. Alle Einstellparameter des Streckenmodells, die innerhalb einer Simulation nicht variieren, werden zentral im „MATLAB Workspace“ definiert. Dazu zählen alle

relevanten Geometriedaten, das Gewicht und der konstruktive Vorlauf der Vorderräder sowie die vom Terramechanik-Modell nach Schreiber verwendeten k-Werte (vgl. Kapitel 2.1.3) für den Halbmesser und die Breite der Vorder- und Hinterräder des Traktors:

• Gewichtskraft des Traktors	$F_G$	[N]
• Horizontaler Abstand des Schwerpunktes zur Hinterachse	$x_G$	[m]
• Vertikaler Abstand des Schwerpunktes zur Hinterachse	$z_G$	[m]
• Radstand des Traktors	$x_{RS}$	[m]
• Dynamischer Reifenhalbmesser der Vorderräder	$r_{dyn\_v}$	[m]
• Dynamischer Reifenhalbmesser der Hinterräder	$r_{dyn\_h}$	[m]
• Horizontaler Abstand des Zugpunktes zur Hinterachse	$x_{ZP}$	[m]
• Vertikaler Abstand des Zugpunktes zur Hinterachse	$z_{ZP}$	[m]
• k-Wert Reifenhalbmesser Traktor vorn	$k_{Radius,v}$	[-]
• k-Wert Reifenbreite Traktor vorn	$k_{Breite,v}$	[-]
• k-Wert Reifenhalbmesser Traktor hinten	$k_{Radius,h}$	[-]
• k-Wert Reifenbreite Traktor hinten	$k_{Breite,h}$	[-]

Alle anderen Parameter werden innerhalb des Streckenmodells durch entsprechende Simulink-Funktionsblöcke vorgegeben und können bei Bedarf während eines Simulationslaufs zeitabhängig variieren. Neben den restlichen Parametern zur Charakterisierung der Terramechanik der Reifen und des Gerätes ist dies die Eingangsleistung des Traktor Fahrwerks:

• k-Wert Reifendruck Vorderachse	$k_{Druck,v}$	[-]
• k-Wert Reifendruck Hinterachse	$k_{Druck,h}$	[-]
• k-Wert Bewuchs Boden	$k_{Bewuch}$	[-]
• k-Wert Oberbodenfestigkeit	$k_{FestO}$	[-]
• k-Wert Unterbodenfestigkeit	$k_{FestU}$	[-]
• k-Wert Tonanteil Boden	$k_{Ton}$	[-]
• k-Wert Bodenfeuchte	$k_{Feuchte}$	[-]
• Arbeitstiefe Gerät	$t_G$	[m]
• Eingangsleistung Fahrwerk	$P_T$	[W]

Alle Wirkungsgrade des Traktortriebsstrangs von der Wandlung des Dieselkraftstoffs bis zum Radflansch sind für die automatische Einstellung des Reifendrucks unter Nutzung der Sensorwerte gemäß Kapitel 3.4 irrelevant. Aus diesem Grund wird im Streckenmodell nicht die Kurbelwellenleistung des Dieselmotors vorgegeben, sondern lediglich die mechanische Eingangsleistung in das Fahrwerk des Traktors. Entsprechend der aktuellen Arbeitstiefe und den Bodenbedingungen werden für jeden Simulationsschritt im Funktionsblock „Traktormechanik“ die aktuelle Achslastverteilung und im Funktionsblock „Terramechanik“ alle Reifen-Bodenparameter sowie der Zugkraftbedarf des Geräts berechnet. Aufgrund der bereits in Kapitel 2.2.2 beschriebenen Abhängigkeit von vertikalen Radkräften, horizontalen Radkräften und Kräften, die vom Gerät auf den Traktor wirken, ergibt sich im Simulationsmodell eine algebraische Schleife. Um die numerische Berechnung innerhalb des Simulationsmodells dennoch zu ermöglichen, werden die vom Funktionsblock „Terramechanik“ an den Funktionsblock „Traktormechanik“ übergebenen Parameter um einen Simulationsschritt verzögert übergeben.

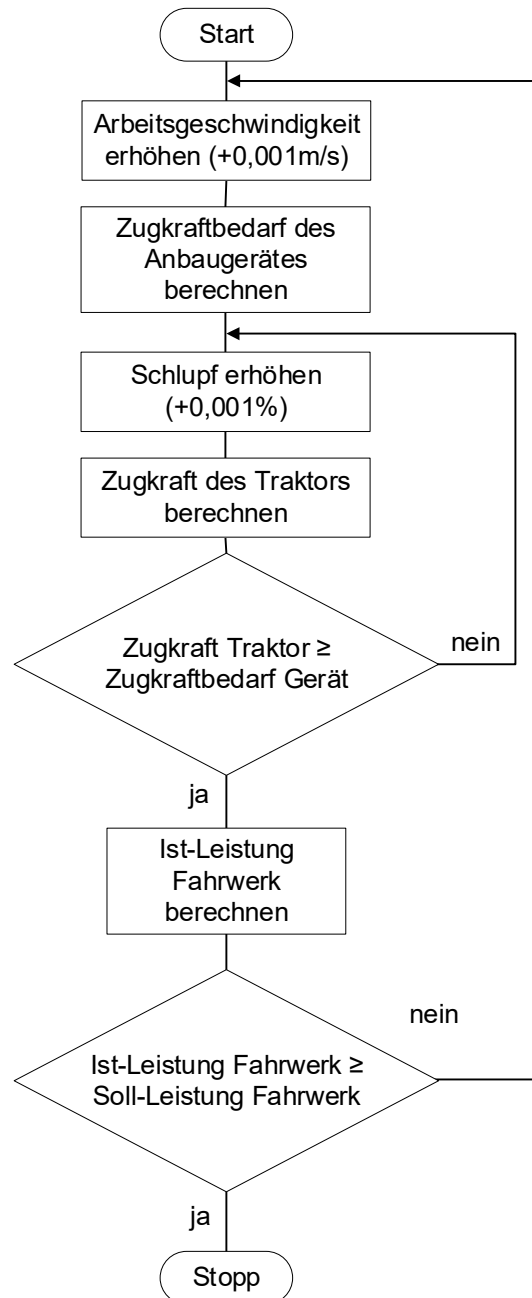
Im **Streckenmodell Traktormechanik** erfolgt die Berechnung der Achslastverteilung des Traktors in Abhängigkeit der auf den Traktor wirkenden Kräfte mithilfe eines einfachen zweidimensionalen Kräfte- und Momentengleichgewichts. Die an der Geräteschnittstelle wirkende Zugkraft wird dem Streckenmodell „Traktormechanik“ vom Streckenmodell „Anbaugerät“ übergeben. Die vertikale Stützkraft an der Geräteschnittstelle wird manuell durch einen festen Wert vorgegeben. Die Berechnung der Vorderachslast erfolgt aus dem Momentengleichgewicht um die Hinterachse gemäß Gleichung (2.22). Die Hinterachslast wird aus der Summe der Kräfte in vertikaler Richtung berechnet, Gleichung (2.20). Der Hebelarm der Rollreibung an Vorder- und Hinterachse wird im Streckenmodell vernachlässigt, da dieser im Verhältnis zum Radstand des Traktors sehr klein ist und kaum Einfluss auf die Achslastverteilung hat. Die Hinterachslast und die Vorderachslast werden vom Funktionsblock „Traktormechanik“ an den Funktionsblock „Terramechanik“ übergeben, da diese für die Berechnung der jeweiligen Radtriebskräfte benötigt werden. Die Hinterachslast ist darüber hinaus eine der für die automatische Einstellung des

Reifendrucks an der Hinterachse des Traktors relevante Größe und wird somit vom Streckenmodell an den Funktionsblock „Algorithmus“ übergeben.

Im **Streckenmodell Terramechanik** werden für jeden Simulationsschritt die Reifen-Boden-Kennwerte entsprechend der aktuellen Fahrwerksleistung, der Verteilung der vertikalen Radkräfte, Reifeninnendrucke, Arbeitstiefe und Bodenbedingungen ermittelt. Die Berechnung erfolgt mit zwei verschachtelten „while“-Schleifen, die in einem „MATLAB m-file“ programmiert sind.

Hierbei handelt es sich um einen frei programmierbaren Funktionsblock, welcher in die grafische Programmieroberfläche von „Simulink“ eingebunden werden kann. Der für jeden Simulationsschritt durchlaufene Programmablauf ist in **Bild 5-2** dargestellt. Zunächst wird in der äußeren while-Schleife ausgehend vom Stillstand die Arbeitsgeschwindigkeit um 0,001 m/s erhöht. Danach wird für die aktuelle Fahrgeschwindigkeit, Arbeitstiefe und Bodenbedingungen der Zugkraftbedarf eines beispielhaften Grubbers berechnet. Im Anschluss erfolgt die Berechnung der Traktionsparameter für den aktuellen Simulationsschritt mit dem Schreiber Modell. Dabei wird zunächst der Schlupf des Traktors in 0,001 % Schritten solange erhöht, bis die vom Fahrwerk des Traktors generierte Zugkraft, der für die aktuelle Fahrgeschwindigkeit erforderlichen Zugkraft des Grubbers entspricht. Die berechnete Gesamtzugkraft des Traktors entspricht dabei der Summe aller Zugkräfte der Räder an Vorder- und Hinterachse. Der Schlupf an den Vorderrädern weicht um den konstruktiven Vorlauf vom Schlupf an den Hinterrädern ab. Die Achszugkräfte ergeben sich als Produkt der für den jeweiligen Simulationsschritt berechneten vertikalen Achskraft und dem für den jeweiligen Schlupfwert berechneten Triebkraftbeiwerts. Im nächsten Schritt wird die Eingangsleistung des Fahrwerks als Summe der Eingangsleistungen von Vorder- und Hinterachse berechnet. Die Eingangsleistungen der Achsen entsprechen dem Produkt der Radumfangskraft beider Räder der Achse und der Winkelgeschwindigkeit der Räder. Liegt die erforderliche Eingangsleistung des Fahrwerks unter der für den aktuellen Simulationsschritt vorgegebenen bereitgestellten Eingangsleistung des Fahrwerks, wird die Arbeitsgeschwindigkeit im nächsten Schleifendurchlauf um 0,001 m/s erhöht. Diese

Iteration wird so lange wiederholt, bis die vom Fahrwerk benötigte Leistung der dem Fahrwerk zur Verfügung gestellten Leistung durch Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit entspricht.

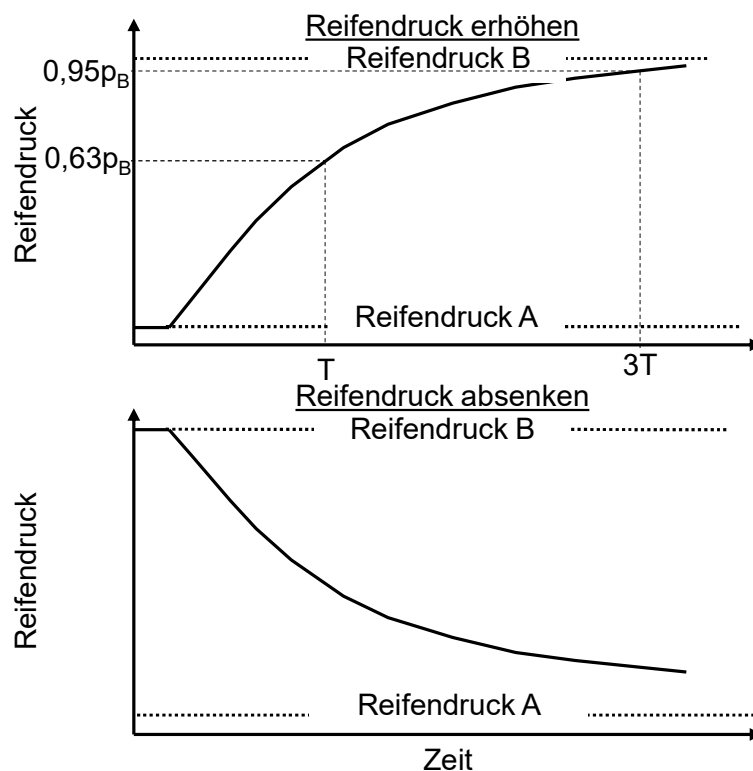


**Bild 5-2:** Ablaufdiagramm Funktionsblock Terramechanik

Das Zeitverhalten des **Streckenmodells Reifendruckverstellung** wird vereinfacht mit einem PT1-Glied abgebildet, Gleichung (5.1). Das PT1-Zeitverhalten ist für das Erhöhen und das Absenken des Reifendrucks in **Bild 5-3** dargestellt. Die Zeitkonstante wird so gewählt, dass das Zeitverhalten der

Reifendruckverstellung in der Simulation dem Zeitverhalten der Reifendruckverstellung im Traktor entspricht. Bei der im Versuchstraktor verwendeten Reifendruckregelanlage beträgt die Zeit für eine Reifendruckerhöhung von 0,6 bar auf 1,6 bar etwa 10 Minuten, während das Absenken des Reifendrucks von 1,6 bar auf 0,6 bar etwa drei Minuten beträgt.

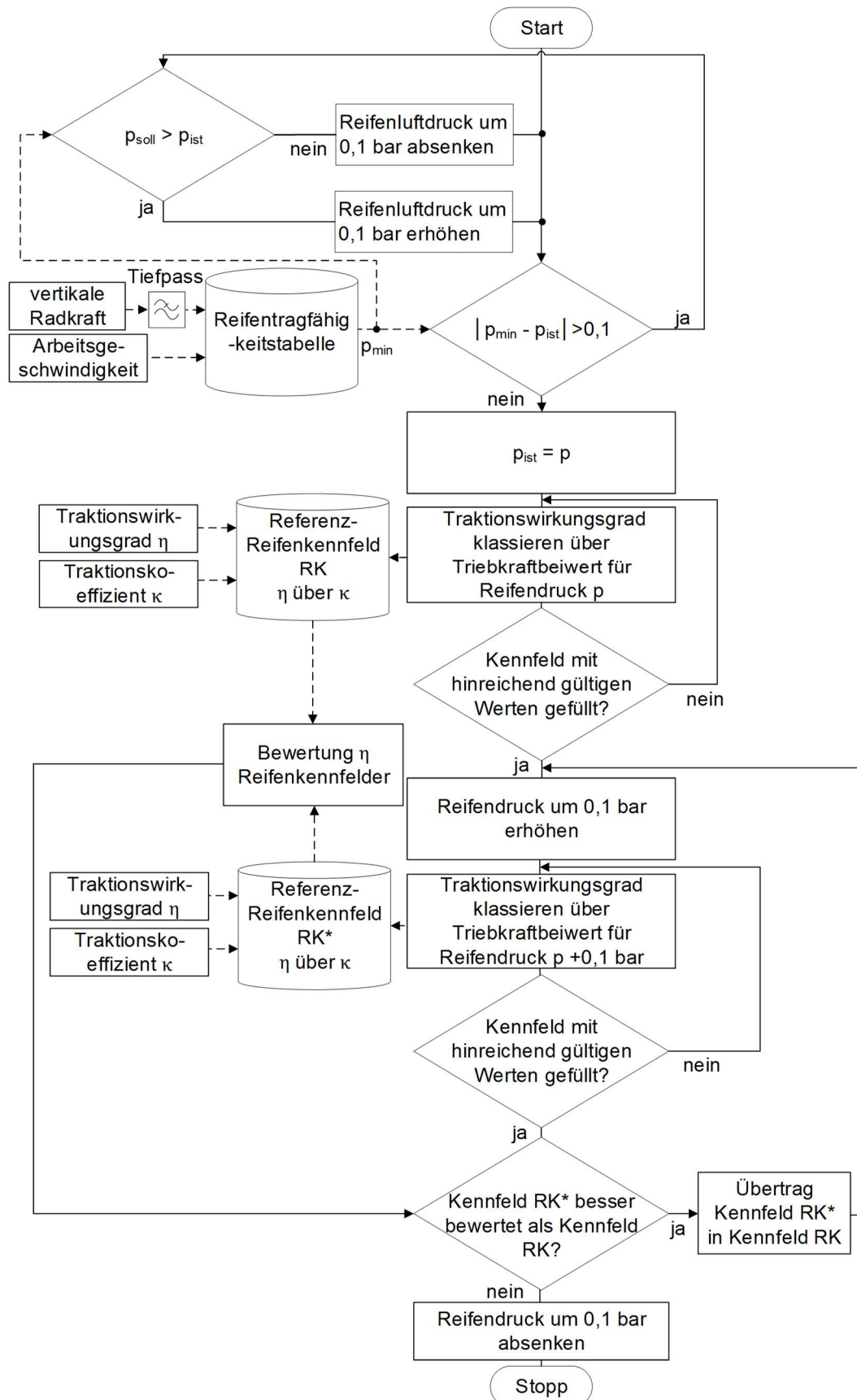
$$G(s) = \frac{K}{1 + Ts} \quad (5.1)$$



**Bild 5-3:** PT1 Zeitverhalten im Streckenmodell der Reifendruckverstellung

## 5.2 Algorithmus zur automatischen Einstellung des Reifendrucks

Ziel des Algorithmus ist es, verschiedene Reifendrucke hinsichtlich des erreichbaren Traktionswirkungsgrads zu bewerten und den Reifendruck entsprechend wirkungsgradoptimal einzustellen. Der Funktionsablauf ist in Abbildung 5-4 dargestellt. Im ersten Schritt wird der Reifendruck bis an die Reifentragfähigkeitsgrenze abgesenkt. Hierfür vergleicht das System den aktuellen Reifendruck mit dem für die aktuelle vertikale Radkraft und die aktuelle Arbeitsgeschwindigkeit minimal zulässigen Reifendruck gemäß der im System hinterlegten Reifentragfähigkeitstabelle.



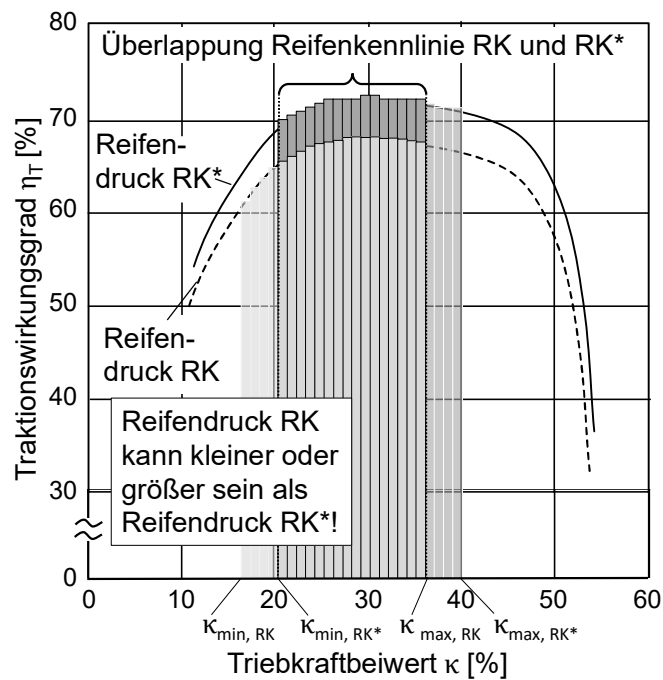
**Bild 5-4:** Funktionsablauf des Algorithmus



Weicht der aktuelle Reifendruck mehr als 0,1 bar vom minimal zulässigen Reifendruck ab, passt das System den Reifendruck an. Liegt der aktuelle Reifendruck unter dem minimal zulässigen Reifendruck, wird dieser um 0,1 bar erhöht. Liegt der aktuelle Reifendruck über dem minimal zulässigen Reifendruck, wird dieser um 0,1 bar abgesenkt. Im Anschluss wird für den minimal zulässigen Reifendruck eine Reifen-Boden-Kennlinie RK geschrieben, indem der Traktionswirkungsgrad über dem Triebkraftbeiwert klassiert wird. Ist die Kennlinie RK mit hinreichend gültigen Werten gefüllt, wird der Reifendruck um 0,1 bar erhöht. Im ersten Schritt wird bei der späteren Auswertung der Daten aus den Feldversuchen entsprechend der Gültigkeitsgrenzen der Sensorik gemäß Kapitel 4 entschieden, welche Daten für die Auswertung genutzt werden. Für eine spätere Weiterentwicklung des Systems gibt es folgende Lösungsansätze, welche in weiterführenden Arbeiten aufgegriffen werden sollten:

1. Schreiben der Kennlinie für den jeweiligen Reifendruck für jeweils eine Bearbeitungsspur durch Auswertung der Schaltbedingung für den Flächenzähler.
2. Schreiben der Kennlinie für den jeweiligen Reifendruck für einen bestimmten Zeitraum.
3. Schreiben der Kennlinie für den jeweiligen Reifendruck bis bestimmte Klassen der Kennlinie mit einer definierten Anzahl von Werten je Klasse gefüllt sind.

Ist die Erhöhung des Reifendrucks um 0,1 bar abgeschlossen, wird eine weitere Reifen-Boden-Kennlinie RK\* durch Klassierung des Traktionswirkungsgrads über dem Triebkraftbeiwert geschrieben. Ist auch diese mit hinreichend gültigen Werten gefüllt, so werden beide Kennlinien hinsichtlich des erreichten Traktionswirkungsgrads gegeneinander bewertet. Hierzu werden zunächst die Werte aller Klassen beider Kennlinien im Bereich der Überlappung, also zwischen dem jeweils größeren der unteren Triebkraftbeiwerte und dem jeweils kleineren der oberen Triebkraftbeiwerte aufsummiert. Im Beispiel aus **Bild 5-5** also zwischen  $\kappa_{\min, RK^*}$  und  $\kappa_{\max, RK}$ .



**Bild 5-5:** Bewertung der Reifen-Boden-Kennlinien im Bereich der Überlappung

Im Anschluss wird die Summe aller Klassen im Bereich der Überlappung der Kennlinie des niedrigeren Reifendrucks RK von der Kennlinie des höheren Reifendrucks RK\* subtrahiert:

$$\sum_{\kappa_{min, RK^*}}^{\kappa_{max, RK}} \eta_{T, RK^*}(\kappa) - \sum_{\kappa_{min, RK^*}}^{\kappa_{max, RK}} \eta_{T, RK}(\kappa) \quad (5.2)$$

Ist das Ergebnis positiv, so wird der Reifendruck um 0,1 bar erhöht. Außerdem wird die Reifen-Boden-Kennlinie des höheren Reifendrucks RK\* in die Reifen-Boden-Kennlinie des niedrigeren Reifendrucks RK übertragen und mit dem um 0,1 bar erhöhten Reifendruck eine neue Reifen-Boden-Kennlinie RK\* durch Klassierung des Traktionswirkungsgrads über dem Triebkraftbeiwert geschrieben. Ist diese wieder mit hinreichend gültigen Werten gefüllt, werden die Kennlinien wieder hinsichtlich des erreichbaren Traktionswirkungsgrads gegeneinander bewertet. Diese Abfolge wird so lange wiederholt, bis die Kennlinie RK\* des jeweils höheren Drucks schlechter bewertet wird als die Kennlinie RK des niedrigeren Drucks. In diesem Fall gilt der Reifendruck für maximalen Traktionswirkungsgrad als gefunden und der Reifendruck wird wieder um 0,1 bar abgesenkt. Die automatische Reifendruckeinstellung ist

---

abgeschlossen. Eine erneute Anpassung bei variierenden Traktionsbedingungen ist zunächst nicht vorgesehen, sollte aber in weiterführenden Arbeiten untersucht werden.

Die Bewertung der bei verschiedenen Reifendrücken generierten Kennlinien durch den Algorithmus wird durch die Analyse der im Feldversuch gesammelten Daten überprüft. Die Qualität der unter realen Einsatzbedingungen generierten Sensorwerte als Eingangsparameter für den Algorithmus ist hierfür von entscheidender Bedeutung.



## 6. Ergebnisse aus dem Traktoreinsatz

In diesem Kapitel wird zunächst das grundsätzliche Vorgehen bei den Messungen mit dem Versuchstraktor erläutert. Im Anschluss werden Messdaten auf Asphalt und auf landwirtschaftlichen Böden gesammelt und entsprechend des in Kapitel 3.3 vorgestellten Verfahrens zur automatischen Reifendruckeinstellung durch den in Kapitel 5.2 vorgestellten Algorithmus ausgewertet, um die Eignung des Systems zur Optimierung des Traktionswirkungsgrads zu überprüfen. Abschließend werden die Ergebnisse diskutiert.

### 6.1 Vorgehensweise bei der Durchführung und Auswertung

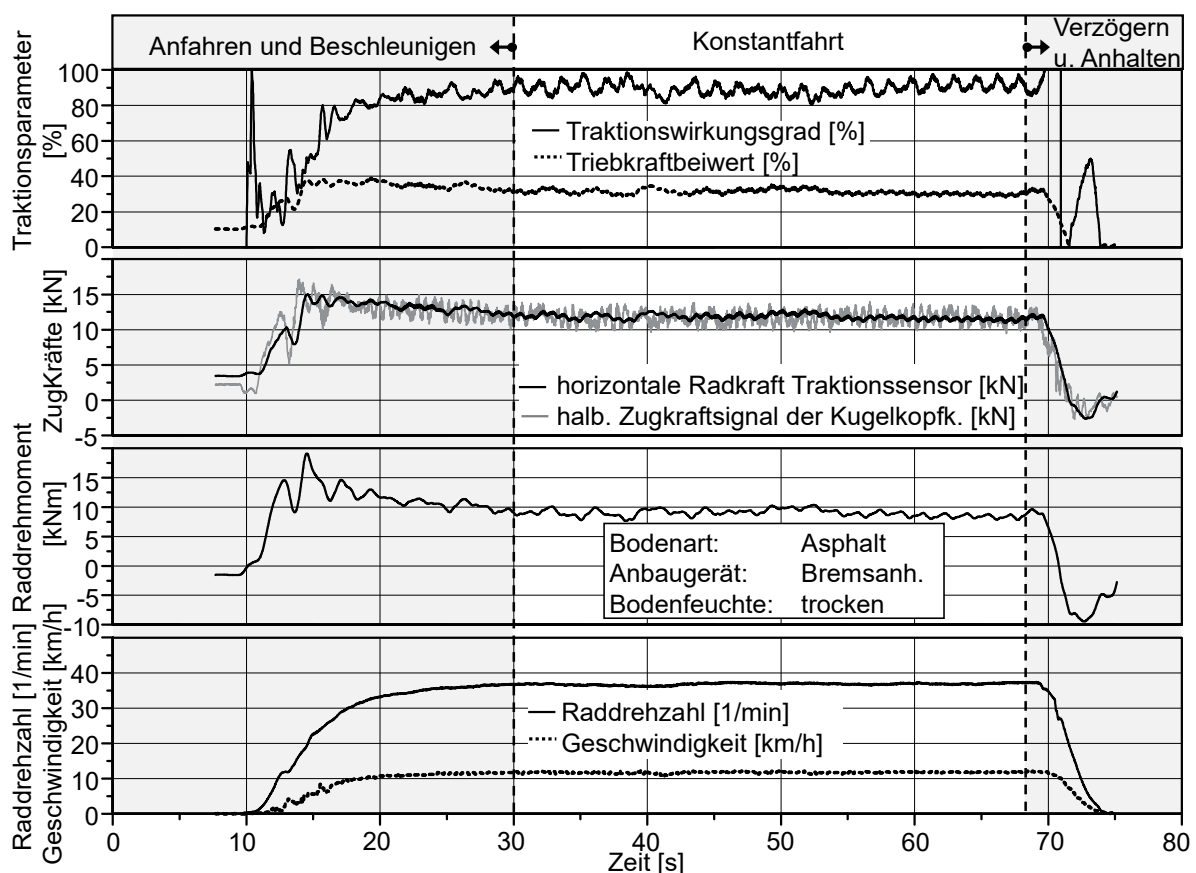
Bei der Analyse der gesammelten Daten werden gezielt kurze Messfahrten durchgeführt, um beim Vergleich der Messungen nachvollziehen zu können, welche Messdaten in die Erzeugung der klassierten Reifen-Boden-Kennlinien eingeflossen sind. Auf diese Weise soll eine Mittelwertbildung unterschiedlicher Bodentypen und Bodenzustände bei den unterschiedlichen Reifendrücken verhindert werden. Bei allen Messungen wird zudem darauf geachtet, dass die bei der Inbetriebnahme der Sensorik im Traktor festgelegten Restriktionen für die Gültigkeit der Sensorsignale eingehalten werden. Dies bedingt die folgenden Voraussetzungen für alle Messdaten, die für die Auswertung verwendet werden:

- Geradeausfahrt
- Keine Hangneigung
- Kein Anfahren und Beschleunigen
- Kein Verzögern und Anhalten

Darüber hinaus wird bei den Messungen im Feld darauf geachtet, Versuchsfahrten in Pflegespuren zu vermeiden. Als Pflegespuren bezeichnet man die Fahrgassen, welche zur Bestandsführung (Düngung, Pflanzenschutz und Beregnung) angelegt werden. Durch das mehrfache Befahren zwischen Aussaat und Ernte kommt es in den Pflegespuren zu Bodenverdichtungen, welche sowohl einen Einfluss auf das Traktionsverhalten, als auch den Zugkraftbedarf eines Bodenbearbeitungsgeräts haben. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Ergebnisse der Auswertungen von

zwei beispielhaften Feldversuchen auf unterschiedlichen Böden vorgestellt. Der Reifendruck wird bei den verschiedenen Messfahrten in mehreren Stufen variiert, um aus den mit unterschiedlichen Reifendrücken gesammelten Daten durch Klassierung des Traktionswirkungsgrads über dem Triebkraftbeiwert Reifen-Boden-Kennlinien entsprechend der Auswertelogik des Algorithmus gemäß Kapitel 5.2 zu generieren. Neben den Reifen-Boden-Kennlinien werden für jede der Messfahrten die Mittelwerte des Traktionswirkungsgrads, der realen Arbeitsgeschwindigkeit, der Radtriebkraft sowie der Eingangs- und Ausgangsleistung des Rades berechnet und auf den jeweiligen Wert der Messfahrt mit dem niedrigsten Reifendruck normiert und als Balkendiagramme dargestellt.

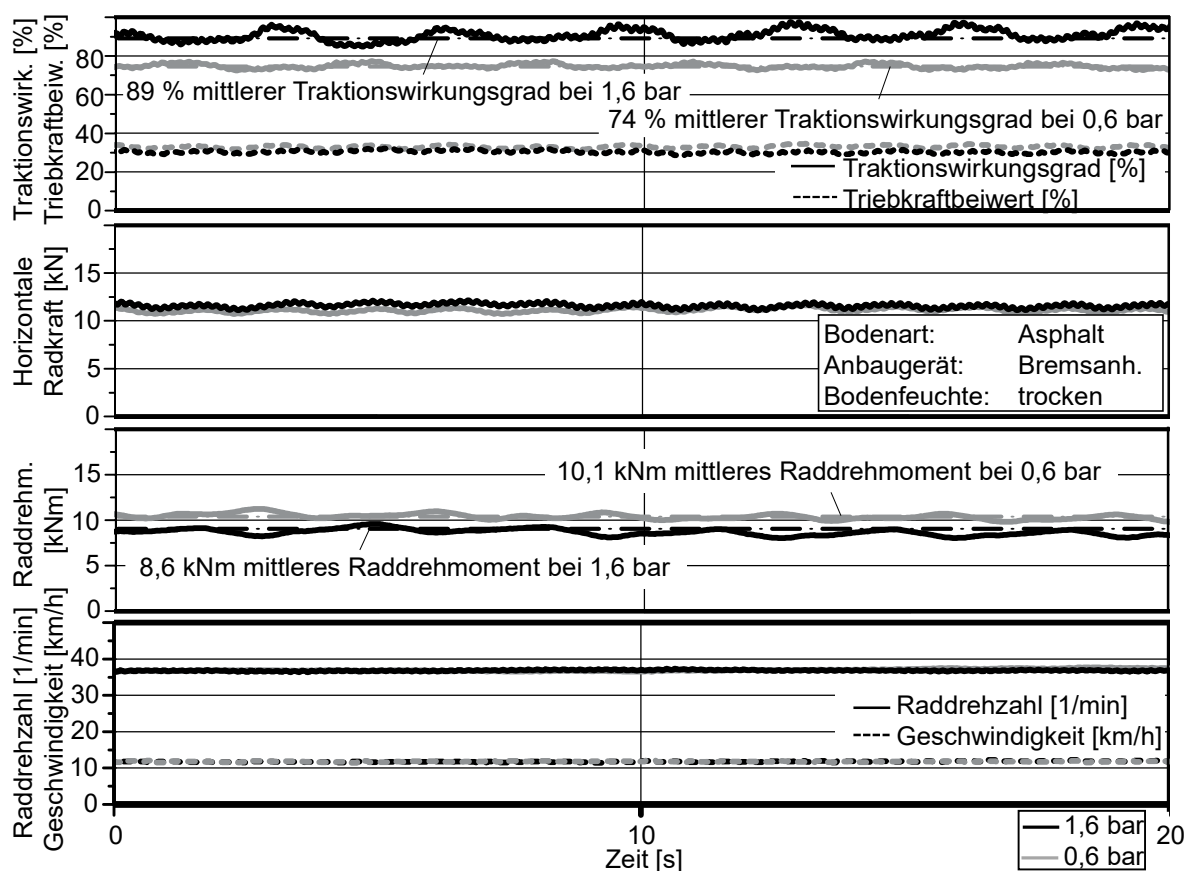
Für die Auswertung werden bei allen Messfahrten die Daten des Anfahrens und Beschleunigens sowie des Verzögerns und Anhaltens nicht genutzt. **Bild 6-1** zeigt beispielhaft die zeitlichen Verläufe von Traktionswirkungsgrad und Triebkraftbeiwert sowie aller Sensorsignale, welche für die Berechnung des Traktionswirkungsgrads gemäß Gleichung (2.13) verwendet werden.



**Bild 6-1:** Für die Auswertung der Messfahrten genutzter Bereich (weiß hinterlegt)

## 6.2 Fahrten auf Asphalt

Die ersten Messungen zur Plausibilisierung der aus den Signalen des Traktionssensors berechneten Traktionsparameter werden auf Asphalt durchgeführt, um zunächst alle Einflüsse auf die Signalverläufe aus der Heterogenität des Bodens und deren Einfluss auf den Zugkraftbedarf und das Traktionsverhalten auszuschließen. Hierzu wird, wie schon bei der Überprüfung des Radtriebkraftsignals, mit dem Bremsanhänger eine Zugkraft bei einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von 12 km/h (Tempomat) aufgebracht. Der Allradantrieb des Traktors ist bei den Messfahrten deaktiviert, während beide Retarderachsen des Anhängers auf Stufe 4, stärkste Abbremsung, aktiviert sind. In der ersten Messung liegt der Reifendruck an allen vier Rädern bei 1,6 bar, während in der zweiten Messung der Reifendruck auf 0,6 bar abgesenkt ist. Die Zeitverläufe der einzelnen Parameter der Messung mit 1,6 bar sind in **Bild 6-2** in schwarz dargestellt und die der Messung mit 0,6 bar in grau.



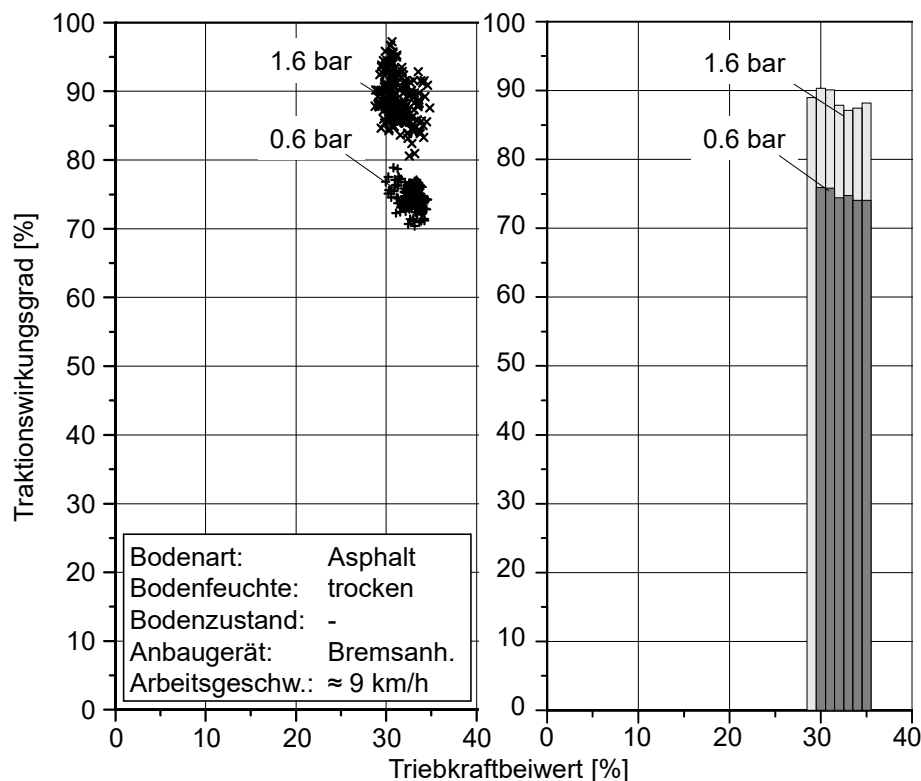
**Bild 6-2:** Reifen-Boden-Parameter über der Zeit bei unterschiedlichen Reifendrücken auf Asphalt

Wie zuvor sind im Diagramm oben der Traktionswirkungsgrad und der Triebkraftbeiwert über der Zeit dargestellt und in den drei Diagrammen darunter alle Parameter, welche für die Berechnung des Traktionswirkungsgrads gemäß Gleichung (2.13) verwendet werden. Um die Plausibilisierung der Signale zu vereinfachen, ist sowohl für das Raddrehmomentsignal als auch für den Traktionswirkungsgrad neben dem zeitlichen Verlauf der Mittelwert für das betrachtete Zeitfenster der Messungen als Strich-Punkt-Linie in das Diagramm eingezeichnet. Der Traktionswirkungsgrad bei 1,6 bar Reifendruck liegt im Mittel bei 89 % und damit 15 % über dem mittleren Traktionswirkungsgrad in Höhe von 74 % der Messfahrt mit 0,6 bar Reifendruck. Der Triebkraftbeiwert beträgt bei beiden Messungen zwischen 30 % und 35 % und auch die Raddrehzahlen und die Fahrgeschwindigkeiten liegen auf gleichem Niveau, so dass die Differenz des Traktionswirkungsgrads allein auf einer Veränderung des zum Erzeugen der Zugkraft notwendigen Raddrehmoments und der erzeugten Radtriebkraft verursacht wird. Die Radzugkräfte liegen bei beiden Messfahrten bei 12 kN. Das Raddrehmomentsignal der 1,6 bar Messfahrt liegt mit 8,6 kNm deutlich unter dem Raddrehmomentsignal der Messfahrt mit 0,6 bar Reifendruck mit 10,1 kNm. Dabei führt die Verrechnung des Raddrehmomentsignals und des Radtriebkraftsignals zu der Differenz des Traktionswirkungsgrades von 15 % im Mittel. Ursächlich ist der durch die Reifendruckabsenkung angestiegene innere Rollwiderstand, der bei 0,6 bar stark walkenden Reifen an der Vorder- und Hinterachse des Traktors. Die Summe aus Rollwiderstandskraft und Zugkraft am Rad bedingt zusammen mit dem effektiven Rollradius das wirkende Raddrehmoment (vgl. Kapitel 2.1.1).

In **Bild 6-3** ist für die zwei Messfahrten mit 1,6 bar und 0,6 bar Reifendruck der Traktionswirkungsgrad über dem jeweiligen Triebkraftbeiwert auf einer Reifen-Boden-Kennlinie übereinander aufgetragen. Die Lage der Datenpunkte der 1,6 bar Messfahrt im linken Diagramm ist mit x-Symbolen gekennzeichnet, während die Lage der Datenpunkte der 0,6 bar Messung mit +-Symbolen gekennzeichnet ist. Aufgrund der Schwankung des Signals des Traktionswirkungsgrads, verursacht durch die Schwankung des Raddrehmomentsignals aufgrund der Umlaufmodulation (vgl. Kapitel 4.2), ergibt sich bei der Darstellung



im Diagramm eine Punktwolke mit einer im Verhältnis zur Ausdehnung in x-Richtung vergleichbar großen Ausdehnung in y-Richtung.

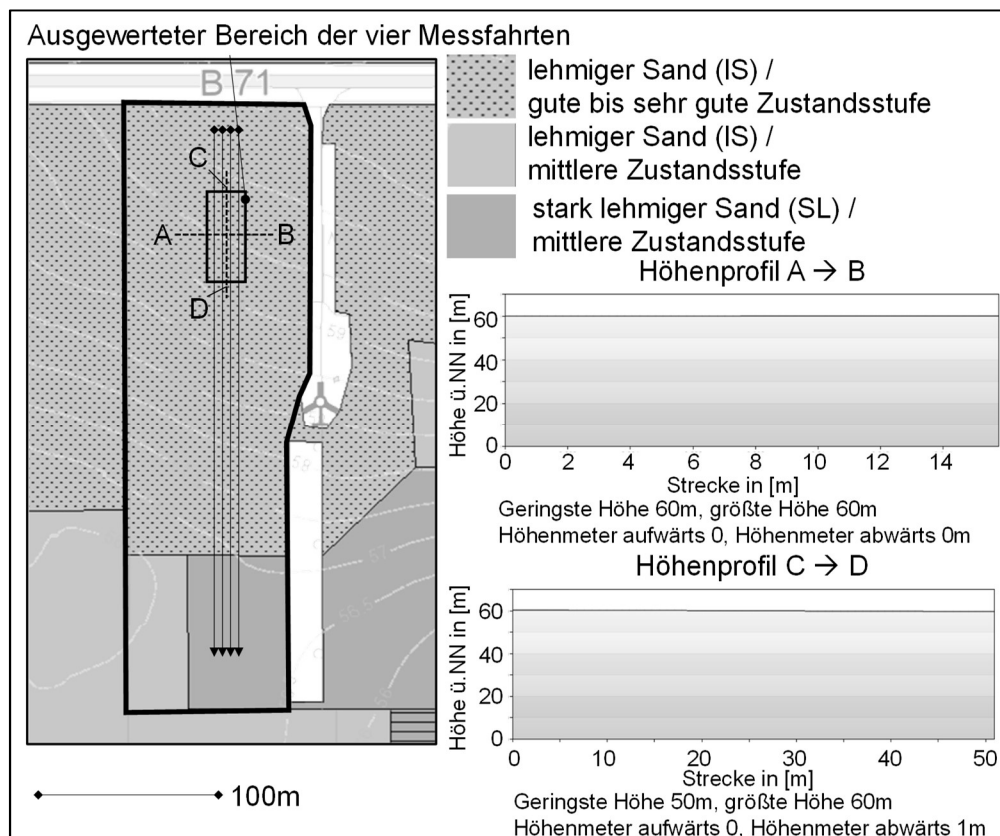


**Bild 6-3:** Traktionswirkungsgrad aufgetragen über Triebkraftbeiwert bei Zugarbeiten auf Asphalt mit 12 km/h bei unterschiedlichen Reifendrücken - Datenpunkte (links) und klassierte Daten (rechts) nach [87]

Durch die Klassierung des Traktionswirkungsgrads über dem Triebkraftbeiwert, **Bild 6-2** rechts, ist es für das System zur automatischen Reifendruck-einstellung dennoch möglich, die durch die Klassierung erzeugten gestuften Mittelwertkurven verschiedener Reifendrücke zur Auswertung des Traktionsverhaltens gegenüberzustellen und den Traktionswirkungsgrad gemäß der in Kapitel 5.2 vorgestellten Funktionslogik zu optimieren. Das Darstellen des Traktionswirkungsgrads über dem Triebkraftbeiwert verdeutlicht außerdem, dass der bei der Analyse der Zeitschriebe aus **Bild 6-2** erhobene Vergleich der Fahrwerkwirkungsgrade bei den zwei unterschiedlichen Reifeninnendrücken legitim ist, da die Wirkungsgrade im Bereich gleicher Triebkraftbeiwerte auf der Kennlinie verglichen werden.

### 6.3 Fahrten unter landwirtschaftlichen Bedingungen

In der Lüneburger Heide wurden Messfahrten auf einem etwa 3,3 ha großen Flurstück bei Hanstedt II auf unbearbeiteten Gerstenstoppeln und bereits aufgelaufenem Ausfallgetreide mit einem 3 m breiten angebauten Grubber mit Flügelscharen durchgeführt. Das Flurstück ist in **Bild 6-4** inklusive der Bodenart, der Zustandsstufe und dem Höhenprofil in Längs- und Querrichtung im Bereich der Messfahrten aus dem NIBIS (Niedersächsisches Bodeninformations-system) Kartenserver des Landesamts für Bergbau, Energie und Geologie Niedersachsen dargestellt.



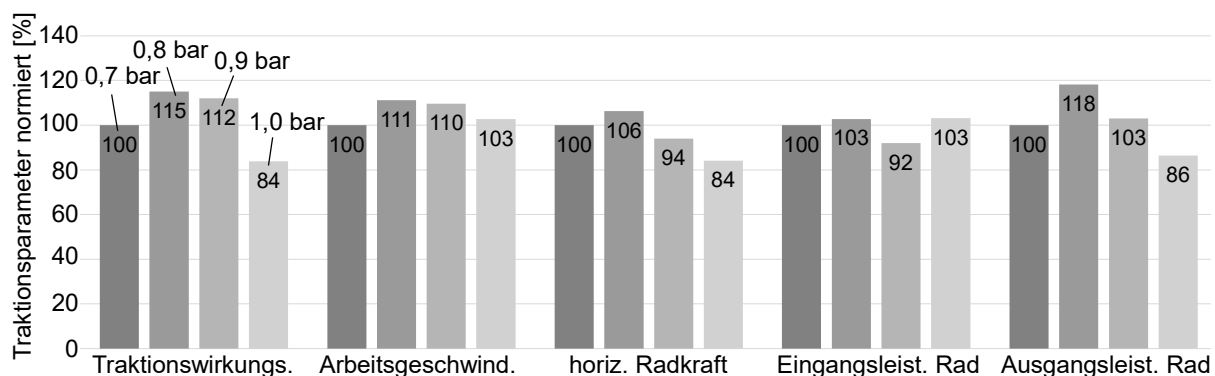
**Bild 6-4:** Flurstück des Feldversuchs auf trockenem, lehmigen Sand mit Gerstenstoppeln bei Hanstedt II nach [93]

Die Zustandsstufe gibt den Stand der Entwicklung des Bodens an. Ein fließender Übergang von der humusreichen Ackerkrume zum Unterboden entspricht einer guten Zustandsstufe, während eine scharfe Abgrenzung zwischen Krume und Unterboden einer schlechten Zustandsstufe entspricht. Die Länge des Flurstücks beträgt 315 m, die Breite am nördlichen Vorgewende etwa 100 m und 80 m am

südlichen Vorgewende. Beim Boden handelt es sich auf 85 % der Fläche um lehmigen Sand (IS) und nur etwa 15 % stark lehmigen Sand (SL) am südöstlichen Ende des Flurstücks. Die Bodenfeuchte war am Tag der Messungen aufgrund einer längeren Trockenperiode als sehr niedrig einzustufen. Die vier Messfahrten mit den unterschiedlichen Reifendrücken wurden zwischen den Pflegespuren auf dem lehmigen Sandboden in der oberen Hälfte des Flurstücks durchgeführt und sind jeweils 50 m lang.

Der Allradantrieb war bei allen Messfahrten aktiviert, während die Differentialsperre ausgeschaltet war. Die Motordrückung betrug 20 %, so dass der Fahrregler die Drehzahl des Dieselmotors bei allen Messfahrten unter Volllast auf 1750 1/min regelt. Das Heckhubwerk wurde in Schwimmstellung gefahren, so dass die Arbeitstiefe des angebauten Grubbers über die Länge des Oberlenkers einzustellen ist. Die Arbeitstiefe wurde bei jeder Veränderung des Reifendrucks manuell auf 10 cm eingestellt. Die Reifentragfähigkeit wurde bei keiner der Messungen überschritten. Alle Messfahrten erfolgten bei Volllast und maximal möglicher Arbeitsgeschwindigkeit.

In **Bild 6-5** sind die gemittelten und auf den jeweiligen Parameter der Messfahrt mit 0,7 bar Reifendruck normierten Traktionsparameter der vier Messfahrten mit unterschiedlichen Reifendrücken als Balkendiagramm dargestellt. Der gemittelte normierte Traktionswirkungsgrad steigt beim Erhöhen des Reifendrucks von 0,7 bar auf 0,8 bar zunächst um 15 % an.

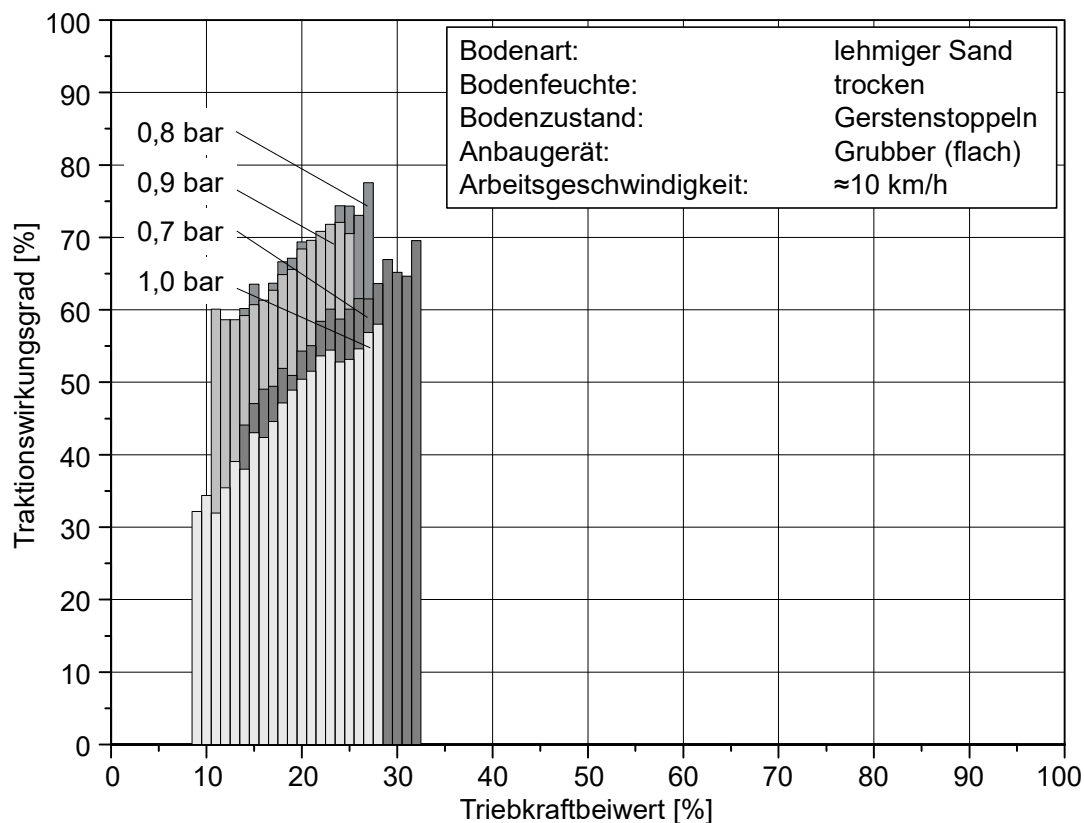


**Bild 6-5:** Gemittelte und normierte Traktionsparameter der Messfahrten mit verschiedenen Reifendrücken beim Grubbern auf Gerstenstoppeln und trockenem, lehmigen Sand

Beim weiteren Erhöhen des Reifendrucks auf 0,9 bar beträgt die Verbesserung des normierten Traktionswirkungsgrads relativ zur Messfahrt mit 0,7 bar noch 12 %, während bei 1,0 bar Reifendruck im Mittel nur noch 84 % des normierten Traktionswirkungsgrads der Referenzmessung mit 0,7 bar erreicht werden. Betrachtet man die mit den unterschiedlichen Reifeninnendrücken erreichten Arbeitsgeschwindigkeiten, so fällt auf, dass der um 15 % gestiegene Traktionswirkungsgrad der 0,8 bar Messfahrt zu einer 11 % höheren Arbeitsgeschwindigkeit und einer 6 % höheren Radtriebkraft führt. Die gestiegene Radtriebkraft ist dabei zum einen auf den mit steigender Arbeitsgeschwindigkeit linear ansteigenden Zugkraftbedarf des Grubbers zurückzuführen [47], und zum anderen ist das manuelle Nachstellen der Arbeitstiefe nach dem Anpassen des Reifendrucks mit Ungenauigkeit behaftet. Die Eingangsleistung ins Rad liegt 3 % über der Eingangsleistung der Referenzmessung mit 0,7 bar Reifendruck, während die Radausgangsleistung aufgrund der höheren Arbeitsgeschwindigkeit und Zugkraft um 18 % höher ist. Erwartungsgemäß sollte die Eingangsleistung des Rades bei allen Messungen identisch sein, da die Betriebspunkte im Motorkennfeld des Dieselmotors bei allen Messungen bei maximal möglicher Arbeitsgeschwindigkeit und Volllast liegen, was durch den konstanten Wert für die Motordrehzahl von 1750 1/min sichergestellt sein sollte. Die Abweichung von 3 % lässt sich durch die Messungenauigkeiten und ungleichmäßige Nebenverbraucher (Kühlerlüfter) erklären. Der um 12 % gestiegene gemittelte normierte Traktionswirkungsgrad der 0,9 bar Messfahrt ergibt sich aus einer um 10 % höheren Arbeitsgeschwindigkeit relativ zur Referenzmessung, welche aufgrund einer um 6 % niedrigeren Radtriebkraft erreicht wird. Die Radausgangsleistung liegt dabei immer noch 3 % über dem Wert der Referenzmessung. Die gesunkene mittlere Radtriebkraft kann auf wechselnde Bodeneigenschaften und leicht unterschiedliche Arbeitstiefen zurückgeführt werden, da die Zugkraft bei höherer Arbeitsgeschwindigkeit eigentlich ansteigen müsste. Bei der Messfahrt mit 1,0 bar Reifendruck sinkt der normierte gemittelte Traktionswirkungsgrad 16 % gegenüber der Referenzmessung ab. Die Arbeitsgeschwindigkeit liegt dabei 3 % über der Arbeitsgeschwindigkeit der Referenzmessung. Grund hierfür ist die um

3 % höhere Antriebsleistung des Rades in Kombination mit einer um 16 % niedrigeren Radtriebkraft.

In **Bild 6-6** sind die in den vier Messungen gesammelten Messdaten für Traktionswirkungsgrade als Reifen-Boden-Kennlinien über dem Triebkraftbeiwert dargestellt. Der Traktionswirkungsgrad wird hierfür, wie in Kapitel 5.2 beschrieben, über dem Triebkraftbeiwert klassiert.



**Bild 6-6:** Reifen-Boden-Kennlinien der Messfahrten mit verschiedenen Reifendrücken beim flachen Grubbern auf Gerstenstoppeln und trockenem, lehmigen Sand [87]

Zunächst einmal fällt auf, dass die Betriebspunkte auf der Reifen-Boden-Kennlinie bei allen vier Messfahrten im Bereich zwischen knapp 10 % und gut 30 % Triebkraftbeiwert liegen. In diesem Bereich steigt der Verlauf des Traktionswirkungsgrads über dem Triebkraftbeiwert an. Der Bereich des Wirkungsgradmaximums bei höheren Triebkraftbeiwerten wird nicht erreicht. Die vertikale Radkraft an den Hinterrädern des Traktors ist also bei der flachen

Bodenbearbeitung mit dem Grubber und entsprechend hohen Fahrgeschwindigkeiten und niedrigen Zugkräften schon im unballastierten Zustand zu hoch.

Der Einfluss des Reifendrucks auf die Lage der vier Kennlinien zueinander entspricht den Erwartungen aus dem Vergleich der gemittelten Traktionsparameter in **Bild 6-5**. Die Kurve der Messfahrt mit 0,8 bar Reifendruck liegt mit den klassierten Traktionswirkungsgraden bei Werten zwischen 60 % bei 14 % Triebkraftbeiwert und 78 % bei 26 % Triebkraftbeiwert am höchsten im Kennfeld. Bei 0,9 bar Reifendruck variiert der Wirkungsgrad im Betriebsbereich immerhin noch zwischen 58 % bei 11 % Triebkraftbeiwert und 72 % bei 25 % Triebkraftbeiwert. Die Kurve der 0,7 bar Messfahrt kommt nur noch auf Werte zwischen 44 % Traktionswirkungsgrad bei einem Triebkraftbeiwert von 15 % und 69 % Wirkungsgrad bei einem Triebkraftbeiwert von 32 %. Bei dem höchsten Reifendruck von 1,0 bar liegt der Traktionswirkungsgrad nur noch bei Werten zwischen 32 % und 67 %.

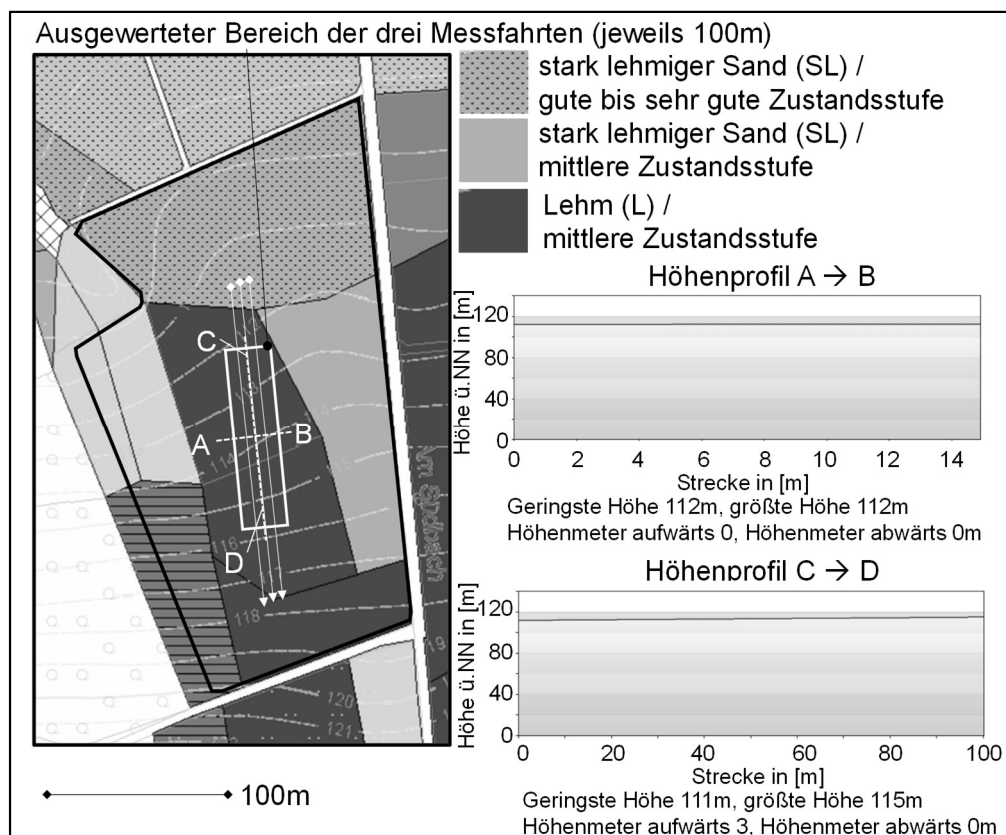
Die Auswertung der bei den vier verschiedenen Reifendrücken generierten Kennlinien gemäß des in Kapitel 2.1.1 vorgestellten Algorithmus liefert ein eindeutiges Ergebnis. Die Summe der Werte aller Klassen im Bereich der Überlappung der vier Kennlinien zwischen Triebkraftbeiwert von 14 % bis 25 % führt zu dem Ergebnis, dass ein Reifendruck von 0,8 bar zu maximalem Traktionswirkungsgrad führt:

$$\sum_{\kappa=14\%}^{\kappa=25\%} \eta_{T,0,8 \text{ bar}}(\kappa) > \sum_{\kappa=14\%}^{\kappa=25\%} \eta_{T,0,9 \text{ bar}}(\kappa) > \sum_{\kappa=14\%}^{\kappa=25\%} \eta_{T,0,7 \text{ bar}}(\kappa) > \sum_{\kappa=14\%}^{\kappa=25\%} \eta_{T,1,0 \text{ bar}}(\kappa) \quad (6.1)$$

Die Auswertung der Kennlinien korreliert also mit der Auswertung der gemittelten Traktionswirkungsgrade der einzelnen Messfahrten gemäß **Bild 6-5**. In beiden Fällen ergibt sich der höchste Traktionswirkungsgrad bei 0,8 bar Reifendruck, gefolgt von 0,9 bar und 0,7 bar, während bei 1,0 bar der niedrigste Traktionswirkungsgrad erreicht wird.

Im Teutoburger Wald wurden Messfahrten auf einem etwa 4,2 ha großen Flurstück bei Hilter auf unbearbeiteten Maisstoppeln, **Bild 6-7**, mit einem 4 m breiten aufgesattelten Grubber mit Flügelscharen durchgeführt. Die Länge des

Flurstücks beträgt 275 m, die Breite am nördlichen Vorgewende etwa 170 m und 120 m am südlichen Vorgewende. Beim Boden handelt es sich um Lehm (L) und stark lehmigen Sand (SL). Der Boden war am Tag der Messungen aufgrund einiger Niederschläge an den Tagen vor den Messfahrten feucht. Die vier Messfahrten mit den unterschiedlichen Reifendrücken wurden zwischen den Pflegespuren auf dem Lehmboden in der Mitte des Flurstücks durchgeführt und sind jeweils 100 m lang.

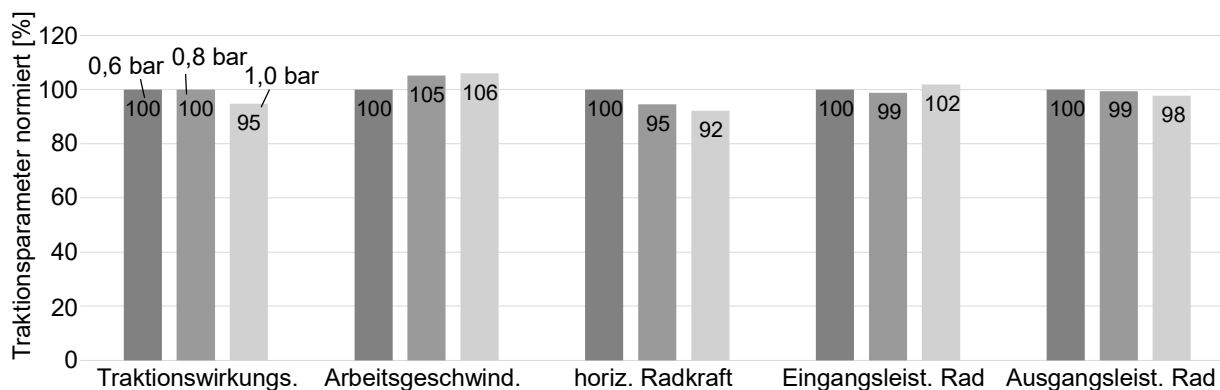


**Bild 6-7:** Flurstück des Feldversuchs auf Lehm mit Maisstopeln bei Hilter

Der Traktor war bei allen Messfahrten mit 600 kg im Fronthubwerk ballastiert. Mit dem 4 m breiten Aufsattelgrubber erreichte der Traktor bei der flachen Bodenbearbeitung nur Arbeitsgeschwindigkeiten zwischen 7 km/h und 8 km/h. Der Allradantrieb war, wie schon zuvor, bei allen Messfahrten aktiviert und die Differentialsperre deaktiviert. Die Motordrücke waren auf 20 % eingestellt. Um die bei den Messfahrten in der Lüneburger Heide aufgetretenen starken Schwankungen des Leistungsbedarfs der Nebenverbraucher zu reduzieren, wurde bei den Messfahrten bei Hilter der Regler der Viscokupplung am Lüfterrad

deaktiviert. Dadurch ist die Viscokupplung des Lüfterantriebs geschlossen, so dass dieser unabhängig vom Kühlleistungsbedarf immer im gleichen Drehzahlverhältnis zur Dieselmotordrehzahl mitläuft. Die Arbeitstiefe des Aufsattelgrubbers wurde manuell auf 8 cm eingestellt. Die Reifentragfähigkeit wurde bei keiner der Messungen überschritten. Alle Messfahrten wurden bei Volllast und maximal möglicher Arbeitsgeschwindigkeit durchgeführt.

In **Bild 6-8** sind die gemittelten und auf den jeweiligen Parameter der 0,6 bar Messfahrt normierten Traktionsparameter der drei Messfahrten mit unterschiedlichen Reifendrücken als Balkendiagramm dargestellt. Der gemittelte normierte Traktionswirkungsgrad ändert sich beim Erhöhen des Reifendrucks von 0,6 bar auf 0,8 bar nicht. Beim weiteren Erhöhen des Reifendrucks auf 1,0 bar fällt der normierte Traktionswirkungsgrad 5 % relativ zu den Messfahrten mit 0,6 bar und 0,8 bar ab.



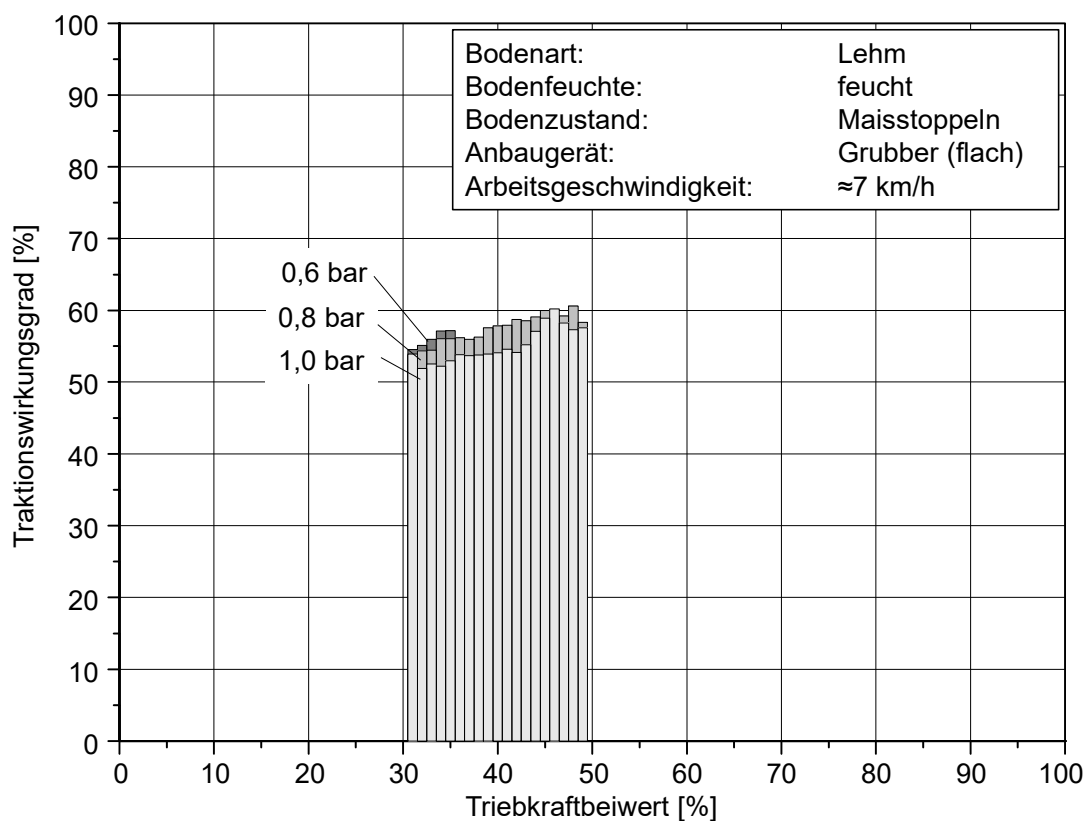
**Bild 6-8:** Gemittelte Traktionsparameter der Messfahrten mit verschiedenen Reifendrücken beim Grubbern auf Maisstoppeln und feuchtem Lehm

Betrachtet man die mit den unterschiedlichen Reifeninnendrücken erreichten Arbeitsgeschwindigkeiten, so fällt auf, dass diese bei der 0,8 bar Messfahrt um 5 % steigt, obwohl der Wirkungsgrad auf vergleichbarem Niveau liegt. Grund hierfür ist die bei der 0,8 bar Messfahrt im Vergleich zur 0,6 bar Messfahrt um 5 % niedrigere Radtriebkraft. Erwartungsgemäß hätte die Radtriebkraft bei steigender Arbeitsgeschwindigkeit ansteigen müssen [47]. Der Grund liegt wiederum in den erreichbaren Messgenauigkeiten solcher Versuche unter praxisnahen Bedingungen. Sowohl die Eingangsleistung ins Rad als auch die Ausgangsleistung liegt 1 % unter den Werten der Referenzmessung mit 0,6 bar



Reifendruck. Bei der 1,0 bar Messung sinkt die Radtriebkraft weiter ab, so dass trotz des um 4 % relativ zur Referenzmessung mit 0,6 bar reduzierten Traktionswirkungsgrads die Arbeitsgeschwindigkeit 6 % höher ausfällt als in der Referenzmessung. Die Radeingangsleistung ist um 2 % höher, während die Radausgangsleistung 2 % unter dem Wert der Referenzmessung liegt.

Analog zum Vorgehen beim Auswerten der Messungen bei Hanstedt II sind in **Bild 6-9** die in den drei Messfahrten bei Hilter gesammelten Daten der Traktionswirkungsgrade als Reifen-Boden-Kennlinien über dem Triebkraftbeiwert dargestellt. Der Traktionswirkungsgrad ist hierfür, wie in Kapitel 5.2 beschrieben, über dem Triebkraftbeiwert klassiert.



**Bild 6-9:** Reifen-Boden-Kennlinien der Messfahrten mit verschiedenen Reifendrücken beim flachen Grubbern auf Maisstoppeln und feuchtem Lehm

Im Vergleich zu den Messungen bei Hanstedt II fällt auf, dass die Betriebspunkte auf der Reifen-Boden-Kennlinien der drei Messfahrten im Bereich zwischen 30 % und 50 % Triebkraftbeiwert liegen. In diesem Bereich hat der Verlauf des Wirkungsgrades über dem Triebkraftbeiwert sein Maximum erreicht. Grund

hierfür ist der deutlich höhere Zugkraftbedarf des 4 m breiten Aufsattelgrubbers im Vergleich zum 3 m breiten Anbaugrubber, der bei den Messungen in der Lüneburger Heide verwendet wurde. Die Arbeitsgeschwindigkeit liegt aus diesem Grund trotz der geringen Arbeitstiefe zwischen 6 km/h und 8 km/h bis zu 40 % niedriger als bei den Messungen mit dem 3 m breiten Grubber. Der Einfluss des Reifendrucks auf die Lage der vier Kennlinien zueinander ist deutlich geringer als bei den vorherigen Messungen, wobei die Lage der Kurven zueinander ebenfalls den Erwartungen aus dem Vergleich der gemittelten Traktionsparameter in **Bild 6-5** entspricht.

Die Kurven der Messfahrt mit 0,6 bar und 0,8 bar Reifendruck liegen jeweils mit den klassierten Traktionswirkungsgraden bei Werten zwischen 55 % bei 31 % Triebkraftbeiwert und 60 % bei 49 % Triebkraftbeiwert am höchsten im Kennfeld. Der Kurvenverlauf der Messfahrt mit 1,0 bar Reifendruck liegt in großen Bereichen mit Traktionswirkungsgraden von 52 % bei 32 % Triebkraftbeiwert und 56 % bei 49 % Triebkraftbeiwert deutlich darunter. Allerdings prägt sich im Bereich von Triebkraftbeiwerten zwischen 44 % und 48 % eine Spitze aus, so dass auch bei 1,0 bar Reifendruck in diesem Bereich Traktionswirkungsgrade auf dem Niveau der Messfahrten mit 0,6 bar und 0,8 bar Reifendruck erreicht werden. Grund hierfür sind lokale Änderungen des Bodenzustands (z.B. lokale Verdichtungszone). Aufgrund der kurzen Messfahrten und den daraus resultierenden kleinen Datenmengen können hierdurch die Kurvenverläufe sehr schnell lokal verzerrt werden.

Die Auswertung der bei den drei verschiedenen Reifendrücken generierten Kennlinien gemäß des in Kapitel 5.2 vorgestellten Algorithmus liefert ein weniger eindeutiges Ergebnis als bei den Messfahrten in Hanstedt II. Die Klassensummen der Kennlinie für 0,6 bar Reifendruck und 0,8 bar Reifendruck liegen sehr nah beieinander. Die Summe der Werte aller Klassen im Bereich der Überlappung der vier Kennlinien zwischen Triebkraftbeiwerten von 31 % bis 49 % ergibt, dass ein Reifendruck von 0,6 bar und 0,8 bar zu maximalen Traktionswirkungsgraden führt:

$$\sum_{\kappa=31\%}^{\kappa=49\%} \eta_{T,0,6 \text{ bar}}(\kappa) \approx \sum_{\kappa=31\%}^{\kappa=49\%} \eta_{T,0,8 \text{ bar}}(\kappa) > \sum_{\kappa=31\%}^{\kappa=49\%} \eta_{T,1,0 \text{ bar}}(\kappa) \quad (6.2)$$

Die Auswertung der Kennlinien wird durch die Auswertung der gemittelten Traktionswirkungsgrade der einzelnen Messfahrten gemäß **Bild 6-8** bestätigt.

#### 6.4 Diskussion der Ergebnisse und Potenziale

Die Auswertung der im Feldversuch gesammelten Daten liefert wichtige Erkenntnisse. Die Ergebnisse bestätigen die aus der Analyse bestehender Forschungsarbeiten abgeleitete Beobachtung, dass die Optimierung des Traktionswirkungsgrads durch eine Reifendruckanpassung nicht trivial ist. So reicht es für eine Effizienzoptimierung nicht aus, den Reifendruck bei Zugarbeiten im Feld entsprechend der aktuellen vertikalen Radkraft und der Reifentragfähigkeit immer möglichst niedrig einzustellen.

Bei den Feldmessungen auf trockenem, lehmigen Sand mit Gerstenstoppeln ist der Traktionswirkungsgrad bei einem Reifendruck von 0,8 bar, also deutlich oberhalb der Reifentragfähigkeitsgrenze, signifikant höher als bei niedrigerem Reifendruck. Außerdem haben bereits kleine Änderungen des Reifendrucks von 0,1 bar nennenswerte Auswirkungen auf den Verlauf des klassierten Traktionswirkungsgrads über dem Triebkraftbeiwert. Bei den Feldmessungen auf feuchtem Lehm mit Maisstoppeln ist der Einfluss des Reifendrucks auf den Traktionswirkungsgrad deutlich geringer, und es ergibt sich mit einem Reifendruck von 0,6 bar und 0,8 bar ein ähnlicher Verlauf des Traktionswirkungsgrads über dem Triebkraftbeiwert. Im Falle nahezu gleicher Ergebnisse der Aufsummierung des über dem Triebkraftbeiwert klassierten Traktionswirkungsgrads ist im Sinne der Bodenschonung der jeweils niedrigere Reifendruck zu favorisieren. Der Algorithmus zur automatischen Einstellung des Reifendrucks muss entsprechend angepasst werden.

Die Auswertung der klassierten Reifen-Boden-Kennlinien zeigt außerdem, dass lokale Änderungen des Bodens bei den im Rahmen der Feldmessungen durchgeführten kurzen Messfahrten den Verlauf des Traktionswirkungsgrads über dem Triebkraftbeiwert verzerren können. So ergibt sich für die Messfahrt auf

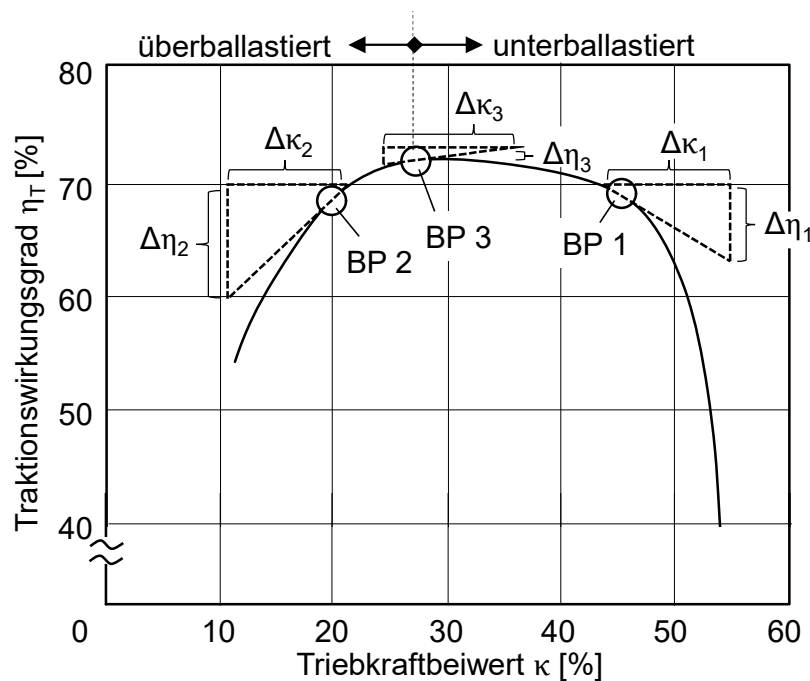
feuchtem Lehm mit Gerstenstoppln bei 1,0 bar Reifendruck durch eine lokale Änderung der Traktionsbedingungen eine Spitze im Verlauf des über dem Triebkraftbeiwert klassierten Traktionswirkungsgrads zwischen 44 % und 48 % Triebkraftbeiwert. Dies ist insofern plausibel, als dass Daten, welche von der Sensorik bei unterschiedlichen Traktionsbedingungen erzeugt werden, zu grundsätzlich unterschiedlichen Reifen-Boden-Kennlinien führen. Werden diese Daten vom System in einer Reifen-Boden-Kennlinie vermischt, entsteht durch die Berechnung des arithmetischen Mittelwerts der gemessenen Traktionswirkungsgrade in den Klassen für die jeweiligen Triebkraftbeiwerte auch eine arithmetisch gemittelte Reifen-Boden-Kennlinie. Dieses bildet jedoch nicht das reale Traktionsverhalten bei Zugarbeiten mit den verwendeten Reifen und dem aktuellen Reifendruck auf einem bestimmten Boden und Bodenzustand ab, sondern ein theoretisches Traktionsverhalten durch die Mittelwertbildung der auf verschiedenen Böden und/oder Bodenzuständen gemessenen Traktionsparameter.

Die genaue Ermittlung des wirkungsgradoptimalen Reifendrucks durch das System zur automatischen Reifendruckeinstellung ist abhängig von der Messgenauigkeit der verwendeten Sensorik. Bei den Messungen auf trockenem, lehmigen Sand mit Gerstenstoppln war der Einfluss des Reifendrucks auf den vom System ermittelten Traktionswirkungsgrad sehr groß. So betrug die Änderung des Traktionswirkungsgrads mehr als 5 % bei einer Reifendruckänderung von 0,1 bar. Bei den Messungen auf feuchtem Lehm mit Maisstoppln hingegen wirkte sich eine Reifendruckänderung deutlich weniger auf den Traktionswirkungsgrad aus. Vor dem Hintergrund der in den Prüfstandsversuchen ermittelten Genauigkeit der Traktionssensorik sind bei einem derart kleinen Einfluss des Reifendrucks auf den Traktionswirkungsgrad die Ergebnisse kritisch zu hinterfragen. Die Qualität und die Genauigkeit der Sensorsignale sollten in einem nächsten Schritt noch einmal mit Messfolgen unter Feldbedingungen untersucht werden.

Eine weitere Erkenntnis aus den Feldmessungen ist, dass die vom System generierten Kennlinien und die Lage des aktuellen Betriebspunktes auf den Kennlinien eine Bewertung der Qualität der Ballastierung des Traktors

ermöglicht, wie schon von Pichlmaier in [81] vorgeschlagen, **Bild 6-10**. Hierfür muss der Gradient des Wirkungsgradverlaufs über dem Triebkraftbeiwert im aktuellen oder gemittelten Betriebspunkt ausgewertet werden.

Bei den Feldversuchen in Hanstedt II wurde im Bereich niedriger Triebkraftbeiwerte gearbeitet. In diesem Bereich steigt der Traktionswirkungsgrad mit steigendem Triebkraftbeiwert an und der Bereich des Wirkungsgradmaximums bei höherem Triebkraftbeiwert wird nicht erreicht. Bei den Feldversuchen in Hilter wurde durch die geringere Arbeitsgeschwindigkeit und die höhere Zugkraft im Bereich höherer Triebkraftbeiwerte gearbeitet. In diesem Bereich ist der Verlauf des Traktionswirkungsgrads über dem Triebkraftbeiwert flach und es werden die für die gegebenen Bedingungen maximal möglichen Traktionswirkungsgrade erreicht.



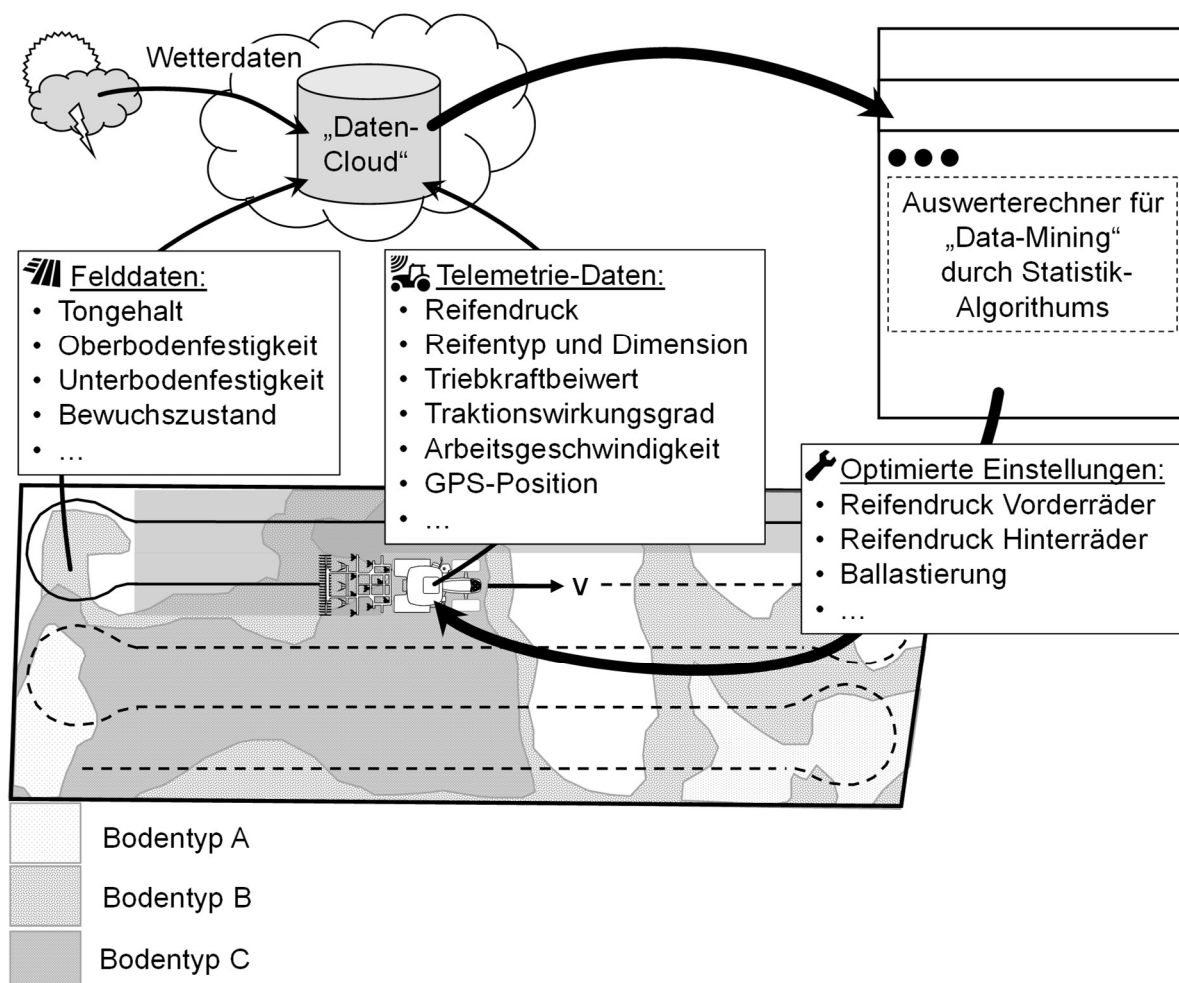
**Bild 6-10:** Bewertung der Ballastierung durch Auswertung des Gradienten des Wirkungsgradverlaufs in aktuellen Betriebspunkt

$$\left( \frac{\Delta \eta_1}{\Delta \kappa_1} \right)_{BP\ 1} < 0 \Rightarrow Rad\ ist\ unterballastiert \quad (6.3)$$

$$\left( \frac{\Delta \eta_2}{\Delta \kappa_2} \right)_{BP\ 2} > 0 \Rightarrow Rad\ ist\ überballastiert \quad (6.4)$$

$$\left(\frac{\Delta\eta_3}{\Delta\kappa_3}\right)_{BP\ 3} \approx 0 \Rightarrow \text{Rad ist optimal ballastiert} \quad (6.5)$$

Für die Optimierung des Traktionswirkungsgrads durch eine Reifendruckverstellung bei heterogenen Traktionsbedingungen sind die Traktionsparameter zusätzlich einem Boden und einem Bodenzustand zum Beispiel in einer zentralen Datenbank („Daten-Cloud“) zuzuordnen, **Bild 6-11**. Das im Rahmen dieser Arbeit untersuchte System zur automatischen Einstellung des Reifendrucks stellt hierfür die Basis dar.



**Bild 6-11:** Vereinfachte Darstellung der Ermittlung der optimalen Reifendruckeinstellungen bei heterogenen Traktionsbedingungen durch "Data-Mining"

Die vom System ermittelten Traktionsparameter müssen in Abhängigkeit der GPS-Position abgespeichert und mit den aktuellen Einsatzbedingungen in Verbindung gebracht werden. Neben den traktionsrelevanten Parametern der

Traktor-Gerätekombination, wie Reifentyp, Reifendruck und Arbeitsgeschwindigkeit, sind dies auch Informationen über unterschiedliche Bodentypen und –zustände, wie Tongehalt und Bearbeitungszustand, welche aus der Schlagkartei ermittelt werden können, sowie die Bodenfeuchte, welche aus dem Wetterverlauf abgeleitet werden kann. Die in der zentralen Datenbank miteinander in Verbindung gebrachten Daten ermöglichen es einem Auswertalgorithmus die optimale Reifendruckeinstellung zu ermitteln („Data-Mining“). Hierfür muss dem System die Verteilung der unterschiedlichen Böden und Bodenzustände sowie die Route des Traktors bei der Bearbeitung des Feldes bekannt sein, um die Reifendruckeinstellung unter Berücksichtigung der Dynamik der Reifendruckverstellung und der für die Verstellung benötigten Leistung so vorzunehmen, dass der Wirkungsgrad bei der Bearbeitung des Feldes maximiert wird. Mit dem im Rahmen dieser Arbeit aufgebauten System zur automatischen Reifendruckeinstellung ist die Grundvoraussetzung zur Traktionsoptimierung bei heterogenen Einsatzbedingungen geschaffen, welche in weiterführenden Arbeiten untersucht werden sollte.





## 7. Zusammenfassung und Ausblick

Der Wirkungsgrad der Leistungsübertragung von Traktoren bei der schweren Bodenbearbeitung ist aufgrund des betriebswirtschaftlichen Stellenwerts des Kraftstoffverbrauchs im Ackerbau von größter Relevanz. Bei den hierbei auftretenden Verlusten stehen die im Reifen-Boden-Kontakt entstehenden Schlupf- und Rollwiderstandsverluste an erster Stelle. Die Einstellung des Reifendrucks bietet in Kombination mit einer korrekten Ballastierung des Traktors die Möglichkeit die Schlupf- und Rollwiderstandsverluste zu minimieren und auf diese Weise den Traktionswirkungsgrad zu maximieren.

Die Optimierung des Traktionswirkungsgrads durch eine Reifendruckanpassung bei Traktoren ist eine große Herausforderung für den Bediener. Die Analyse existierender Forschungsarbeiten zeigt, dass entgegen einer weit verbreiteten Faustregel der minimal zulässige Reifendruck bei Feldarbeiten nicht notwendigerweise auch zu maximalem Traktionswirkungsgrad führt. Vielmehr hängt es von den aktuellen Einsatzbedingungen ab mit welchem Reifendruck der maximale Traktionswirkungsgrad erreicht wird. Die genaue Ermittlung des jeweils wirkungsgradoptimalen Reifendrucks durch den Bediener ist aufgrund fehlender Kenntnis über die aktuellen Traktionsparameter nicht möglich.

In der vorliegenden Arbeit wird dieses Problem aufgegriffen und ein System zur automatischen Optimierung des Traktionswirkungsgrads durch eine Reifendruckanpassung erarbeitet, aufgebaut und untersucht. Das System bewertet die mit verschiedenen Reifendrücken erreichbaren Traktionswirkungsgrade anhand von aus Sensordaten erzeugten Reifen-Boden-Kennlinien.

Die Konzeptionierung ergibt, dass für die Bewertung unterschiedlicher Reifendrücke hinsichtlich der mit diesen erreichbaren Traktionswirkungsgrade Reifen-Boden-Kennlinien vom System zur automatischen Reifendruckeinstellung aus Sensordaten generiert werden müssen. Als Grundvoraussetzung für die Funktionalität des Systems wird ein neuartiger Sensor für Traktionsparameter konzipiert, welcher die vertikale und die horizontale Radkraft sowie das Raddrehmoment direkt an der Hinterachswelle eines Standardtraktors

misst. Der Sensor arbeitet nach dem Prinzip der aktiven inversen Magnetostriktion. Die Funktionalität des Sensors ist durch Messungen auf dem Prüfstand und im Fahrzeug nachgewiesen. Die Kurvenfahrt und die Fahrt in der Schichtlinie am Hang stellen Grenzen für die Gültigkeit der Sensorsignale dar.

Auf Basis eines Streckenmodells, welches das Traktionsverhalten eines Traktors bei Zugarbeiten auf landwirtschaftlichen Böden abbildet, wird ein Algorithmus zur automatischen Einstellung des Reifendrucks programmiert. Der Algorithmus generiert die für die Optimierung des Reifendrucks benötigten Reifen-Boden-Kennlinien, welche bei unterschiedlichen Reifendrücken durch Klassierung des Traktionswirkungsgrads über dem Triebkraftbeiwert erzeugt werden, aus Sensordaten.

Die Auswertung der in den Feldtests gesammelten Daten bestätigt die aus existierenden wissenschaftlichen Arbeiten bekannte Erkenntnis, dass der minimal zulässige Reifendruck nicht grundsätzlich wirkungsgradoptimal ist. Die Auswirkung des Reifendrucks auf den Traktionswirkungsgrad und welcher Reifendruck letztendlich zu einem maximalem Traktionswirkungsgrad führt, sind abhängig von den gegebenen Einsatzbedingungen. Die aus den Messdaten erzeugten Reifen-Boden-Kennlinien ermöglichen die Bewertung unterschiedlicher Reifendrücke durch den Algorithmus zur automatischen Reifendruckeinstellung hinsichtlich des erreichbaren Traktionswirkungsgrads bei homogenen Traktionsbedingungen. Eine Optimierung des Traktionswirkungsgrads durch eine Reifendruckeinstellung bei heterogenen Traktionsbedingungen ist aufgrund fehlender Informationen über wechselnde Bodentypen und/oder -zustände nicht möglich.

In einem nächsten Schritt sollte die beschriebene Sensorik für Traktionsparameter mit Messfolgen validiert werden, um die Qualität der Signale unter Feldbedingungen als Eingangsparameter für die Optimierung des Traktionswirkungsgrads durch die automatische Reifendruckverstellung sicherzustellen. Außerdem muss untersucht werden, wie die Störeinflüsse bei der Fahrt in Schichtlinie am Hang und bei Kurvenfahrt kompensiert werden können. Erste Lösungsansätze hierfür wurden in dieser Arbeit vorgestellt.

Auf Basis der in dieser Arbeit getätigten Untersuchungen ergeben sich weitere Forschungsfragen. So gilt es die Bedingung für das Füllen der vom Algorithmus generierten Reifen-Boden-Kennlinien mit hinreichend gültigen Werten zu definieren. Erste Ansätze wurden im Rahmen dieser Arbeit vorgeschlagen. Auch die Funktionalität des Systems zur automatischen Reifendruckeinstellung bei heterogenen Traktionsbedingungen muss weiter untersucht und entwickelt werden. Als Lösungsansatz wurde die Auswertung der vom System generierten Traktionsparameter zusammen mit anderen traktionsrelevanten Parametern des bearbeiteten Feldes, wie den verschiedenen Bodentypen und -zuständen, durch einen Algorithmus zur statistischen Optimierung der Reifendruckeinstellung vorgeschlagen („Data-Mining“). Außerdem muss das System zur automatischen Einstellung des Reifendrucks so erweitert werden, dass die Einstellung des Reifendrucks an allen Rädern des Traktors vorgenommen werden kann. Hierfür ist zu analysieren, ob die an der Hinterachse des Traktors generierten Reifen-Boden-Kennlinien trotz Multi-Pass Effekts und unterschiedlicher Reifengrößen auch als Grundlage für die Reifendruckeinstellung an der Vorderachse genutzt werden können.



## Literaturverzeichnis

- [1] Renius, K.-T.: Traktoren - Technik und ihre Anwendung, BLV Verlagsgesellschaft mbH, München 1985, ISBN: 978-3405131463.
- [2] Steinkampf, H.: Ermittlung von Reifenkennlinien und Gerätezugleistungen für Ackerschlepper, Dissertation, Forschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode, Braunschweig 1975, Landbauforschung Völkenrode Sonderheft 27.
- [3] Schreiber, M.: Kraftstoffverbrauch beim Einsatz von Ackerschleppern in besonderen Hinblick auf CO<sub>2</sub> Emissionen, Dissertation, Universität Hohenheim, Mai 2006, Shaker Verlag, Herzogenrath 2006, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG, Nr. 442, ISBN: 978-3832251598.
- [4] Schreiber, M.; Kutzbach, H. D.: „Comparison of different zero-slip definitions and a proposal to standardize tire characteristics“ in *Proceedings of the 9th European Conference of the ISTVS*, Newport, Harper Adams, 2003, pp. 487-496, ISBN 978-1942112259.
- [5] Steinkampf, H.: Betriebseigenschaften von Ackerschlepperreifen bei unterschiedlichen Einsatzbedingungen. Landbauforschung Völkenrode, Braunschweig, 1986, Sonderheft 80.
- [6] Schüring, D.: Zur Theorie des Geländerades. Forschung im Ingenieurwesen, Bd. 34, Springer Verlag, Heidelberg 1968, pp.165-177, ISSN: 0015-7899.
- [7] Grečenko, A: Einflüsse auf die Kraftübertragung von Ackerschlepperreifen. Agrartechnisches Kolloquium, Hohenheim 1998.
- [8] Söhne, W.: „Terramechanics and its influence on the concept of tractors, tractor power development and energy consumption“ in *Journal of Terramechanics*, Bd. 13, Nr.1, ISTVS, 1976, pp. 27-43.

- 
- [9] Renius, K.-T.: Traktoren und Erdbaumaschinen, Vorlesungsmanuskript, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München, München 2012.
- [10] Harms, H.-H.: Traktoren und mobile Arbeitsmaschinen, Vorlesungsmanuskript, Institut für Landmaschinen und Fluidtechnik der Technischen Universität Braunschweig, Braunschweig 2007.
- [11] Holm, I. C.: Das Verhalten von Reifen beim mehrmaligen Überfahren einer Spur auf nachgiebigem Boden und der Einfluss auf die Konzeption mehrachsiger Fahrzeuge. Dissertation, Technische Universität München, München, VDI-Verlag, Düsseldorf 1972, VDI Fortschrittberichte, Reihe 14, Landtechnik/Lebensmitteltechnik, Nr.17.
- [12] Holm, I. C.: „Multi-Pass Behavior of Pneumatic Tires“ in *Journal of Terramechanics Bd.6, Nr.3*, ISVTS, 1969, pp. 47-71.
- [13] Uni Münster, „Projekt Hypersoil,“ [Online]. Available: <http://hypersoil.uni-muenster.de/0/03/p/p06.htm>. [Zugriff am 10 11 2014].
- [14] Blume, H.-P.; Brümmer, G.W.; Horn, R.; Kandeler, E.; Kögel-Knabner, I.; Kretzschmar, R.; Stahr, K.; Wilke, B. M.: Scheffer/Schachtschabel - Lehrbuch der Bodenkunde. 16. Auflage, Springer Spektrum, Heidelberg 2010, ISBN: 978-3827414441.
- [15] Geischeder, R.: Bodenbelastung und Bodenbeanspruchung unterschiedlicher Fahrwerkskonfigurationen. Dissertation, Technische Universität München, Lehrstuhl für Agrarsystemtechnik, Freising 2011.
- [16] Söhne, W.: „Die Verformbarkeit des Ackerbodens“ in *Grundlagen der Landtechnik, Nr.3*, VDI-Verlag, Düsseldorf 1952, pp. 51-59, ISSN 0017-4920.
- [17] Frerichs, L.: Landtechnik - Grundlagen und Traktoren, Vorlesungsmanuskript, Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge der Technischen Universität Braunschweig, Braunschweig 2016.

- 
- [18] Stuhmann, H.; Herrmann, A.: VDI Richtlinie 6101 - Maschineneinsatz unter Berücksichtigung der Befahrbarkeit landwirtschaftlich genutzter Böden. Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, Beuth Verlag, Berlin 2014.
- [19] Bolling, I.: Bodenverdichtung und Triebkraftverhalten bei Reifen - Neue Meß- und Rechenmethoden, Dissertation, Technische Universität München, München 1987, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG, Nr. 133.
- [20] Söhne, W.: „Das mechanische Verhalten des Ackerbodens bei Belastungen, unter rollenden Rädern sowie bei der Bodenbearbeitung“ in *Grundlagen der Landtechnik*, VDI-Verlag, Düsseldorf 1951, pp. 87-94.
- [21] Söhne, W.: „Druckverteilung im Boden und Bodenverformung unter Schlepperreifen“ in *Grundlagen der Landtechnik*, VDI-Verlag, Düsseldorf 1953, pp. 49-63.
- [22] Söhne, W.: Wechselbeziehungen zwischen Fahrzeuglaufwerk und Boden beim Fahren auf unbefestigter Fahrbahn., 1961.
- [23] Harnisch, C.: Dynamische Echtzeitsimulation der Geländefahrt mehrachsiger Radfahrzeuge. Dissertation, Universität der Bundeswehr Hamburg, 2001, VDI-Verlag, Düsseldorf 2002, VDI Fortschrittberichte Nr.488, ISBN: 978-3183488124.
- [24] Wismer, R.D.; Luth, H.J.: „Off-road Traction Prediction for Wheeled Vehicles“ in *Journal of Terramechanics*, Bd. 10, Nr.2, ISTVS, 1973, pp. 49-61.
- [25] Wong, J.Y.: „An Introduction to Terramechanics“ in *Journal of Terramechanics*, Bd. 21, Nr.11, ISVTS, 1984, pp. 5-17.
- [26] Wong, J.Y.: *Terramechanics and Off-Road-Vehicles*. 1st Edition, 1989, Amsterdam, Elsevier Science, ISBN: 978-0444883018.

- 
- [27] Wong, J.Y.; Preston-Thomas, J.: „On the Characterization of the Shear Stress-Displacement Relationship of Terrain“ in *Journal of Terramechanics*, Bd. 20, Nr.4, ISVTS, 1983, pp. 225-234.
- [28] Jahns, G.: Numerische Beschreibung der Betriebseigenschaften von Ackerschlepperreifen. Landbauforschung Völkenrode, Braunschweig 1986, Sonderheft 80.
- [29] Upadhyaya, S.K.; Sime, M.; Raghuwanshi, N.; Adler, B.: „A Semi-Empirical Traction Prediction Equation for Radial Ply Tires“ in *Journal of Terramechanics*, Bd. 34, Nr.3, ISVTS, 1997, pp. 141-154.
- [30] Upadhyaya, S.K.; Mehlschau, J.; Wulfsohn, D.; Glancey, J.L.: „Development of a unique mobile, single wheel traction testing machine“ in *Transactions of the ASAE*, Bd. 29, Nr.5, ASAE, 1985, pp. 1243-1246.
- [31] Gorjatschkin, W.: „Das Streichblech des Pfluges“ in *Mitteilungen des Verbandes Landwirtschaftlicher Maschinenprüfungsanstalten*, Nr. 3, 1909, pp. 90-109.
- [32] Gorjatschkin, W.: Theorie des Pfluges - Grundlagen zu einer systematischen Berechnung der Pflüge. Bd. 1, Industrie-Verlag, Moskau 1927.
- [33] Söhne, W.: „Anpassung der Pflugkörperform an höhere Fahrgeschwindigkeiten“ in *Grundlagen der Landtechnik*, Bd. 10, Nr. 12, VDI-Verlag, Düsseldorf 1960, pp. 51-62.
- [34] Harrigan, T.M.; Rotz, C.A.: „Draft Relationships for Tillage and Seeding Equipment“ in *Applied Engineering in Agriculture*, Bd. 11, Nr.6, 1995, pp. 773-783.
- [35] Bekker, M.G.: „Die Mechanik der Geländefahrt“ in *Landtechnische Forschung*, Bd. 13, Nr.3, 1963, pp. 70-78.
- [36] Bekker, M.G.: Theory of Land Locomotion - The Mechanics of Vehicle Mobility. University of Michigan Press, Ann Arbor 1962, ISBN: 978-0472750207.



- [37] Brixius, W.W.: Traction Prediction Equations for Bias Ply Tires. ASAE-Paper No. 87-1622, St.Joseph 1987, ASAE.
- [38] Godbole, R.; Alcock, R.; Hettiaratchi, D.R.P.: „The Prediction of Tractive Performance on Soil Surfaces“ in *Journal of Terramechanics*, Bd. 30, Nr.6, ISVTS, 1993, pp. 443-459.
- [39] Godwin, R.J.; O'Dogherty, M.J.: „Integrated soil tillage force prediction models“ in *Proceedings of the 9th European Conference of the ISTVS*, Harper Adams, Newport 2003, pp. 2-21, ISBN 978-1942112259.
- [40] König, G.: Berechnungsmethodische Grundlagen zur rechnergestützten Ermittlung des Kraft- und Leistungsbedarfs für die Projektierung und für den Betrieb von Bodenbearbeitungsgeräten, -Maschinen und Aggregaten. Dissertation,, Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Berlin 1988.
- [41] n.n., ASAE Standard: D497.4 - Agricultural Machinery Management Data, St.Joseph, 2000, ASAE.
- [42] Gansach, U.: Untersuchungen des Zusammenhanges zwischen Schubfestigkeit des Bodens und spezifischem Zugwiderstand unterschiedlicher Pflugkörper unter Beachtung der Einsatzbedingungen in der mongolischen Volksrepublik. Dissertation,, Technische Universität Dresden, Sektion Kraftfahrzeug-. Land- und Fördertechnik, Dresden 1978.
- [43] Reich, R.: „Bodenwiderstand und Arbeitseffekt eines Grubberwerkzeugs“ in *Grundlagen der Landtechnik*, Bd.27, Nr.4, 1977, pp. 128-132.
- [44] Reich, R.: Einfluss verschiedener Betriebs- und Konstruktionsparameter auf die Kräfte am Tiefgrubber. Dissertation, Universität Hohenheim, Hohenheim 1980.
- [45] Fröba, N.: Belastungskollektive bei Pflugwerkzeugen und deren Anwendung. Dissertation, Technische Universität München, 1991, VDI-Verlag, Düsseldorf 1991, VDI Fortschrittberichte, Reihe 14, Nr. 52.

- 
- [46] Stroppel, A.; Reich, R.: „Vergleichende Untersuchungen an Rauten- und Normalpflugkörpern“ in *Grundlagen der Landtechnik, Bd.29, Nr.3*, VDI-Verlag, Düsseldorf 1979, pp. ISSN 0017-4920.
- [47] Schutte, B.: Bestimmung von Bodenunterschieden durch Zugkraftmessungen bei der Bodenbearbeitung. Dissertation, Universität Hohenheim, Institut für Agrartechnik, 2005, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG, Nr. 429, ISSN: 0931-6264.
- [48] Wieckhorst, J.; Fedde, T.; Frerichs, L.; Fiedler, G.: „A Tractive Sensor - Integrated Measurement of Tire Soil Parameters for Tractors“ in *VDI-Berichte Nr. 2251*, VDI-Verlag, Düsseldorf 2015, pp. 219-226, ISBN: 978-3180922515.
- [49] Reiter, H.: Verluste und Wirkungsgrade bei Traktorgetrieben. Dissertation, Technische Universität München, München, VDI-Verlag, Düsseldorf 1990, VDI Fortschrittberichte, Reihe 14, Landtechnik/Lebensmitteltechnik, Nr.46, ISBN: 3181446149.
- [50] Grad, Karl: Zur Steuerung und Regelung des Allradantriebs bei Traktoren, Dissertation, Technische Universität München, München, VDI Verlag, Düsseldorf 1997, VDI Fortschrittberichte, Reihe 14: Landtechnik/Lebensmitteltechnik, Nr. 82, ISBN: 3183082144.
- [51] Brenninger, M. M.: Stufenlos geregelter Allradantrieb für Traktoren. Dissertation, Technische Universität München, München, VDI-Verlag, Düsseldorf 2003, VDI Fortschrittberichte, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik, Nr.526, ISBN: 3183526123.
- [52] n.n., Traktoren 2017, Deutscher Landwirtschaftsverlag, München 2016.
- [53] Paul, M.; Wilks, E.: Driven Front Axles for Agricultural Tractors. Distinguished Lecture Series, Nr.14, 1989, pp.1-17, ASAE.

- [54] Frerichs, L.: Grundlagen für das elektronische Traktor-Pflug-Management, Dissertation, Universität Hohenheim, Mai 1991, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG, Nr. 204, ISSN: 0931-6264.
- [55] n.n., Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung (DGUV), Vorschrift 71, Unfallverhütungsvorschrift - Fahrzeuge, §37, Be- und Entladen, 1990.
- [56] n.n., StVZO, §34, Achslast und Gesamtgewicht, 2016.
- [57] n.n., Bundes-Bodenschutzgesetz, §17, Gute fachliche Praxis in der Landwirtschaft, 1998.
- [58] Späth, R.: Dynamische Kräfte and Standardtraktoren und ihre Wirkungen auf den Rumpf. Dissertation. Technische Universität München, München, VDI Verlag, Düsseldorf 2004, VDI Fortschrittberichte, Reihe 14, Landtechnik/Lebensmitteltechnik, Nr.115,, ISBN: 318311514X.
- [59] Mariutti, H.: Lastkollektive für die Fahrtriebe von Traktoren mit Bandlaufwerken. Dissertation, Technische Universität München, München, VDI-Verlag, Düsseldorf 2003, VDI Fortschrittberichte, Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik, Nr.530,, ISBN: 3183530120.
- [60] Renius, K.-T.: Vorlesungsmanuskript - Traktoren und Erdbaumaschinen, München: Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, 2012.
- [61] n.n., Michelin, Produktprogramm Landwirtschaftsreifen - Auf allen Feldern erfolgreich - mit Michelin, n.a.: Michelin, 2012.
- [62] Kising, A.; Göhlich, H.: „Ackerschlepper Reifendynamik Teil 1-3“ in *Grundlagen der Landtechnik, Bd.38, Nr.5*, VDI-Verlag, Düsseldorf 1988, pp. 137-168, ISSN 0017-4920.
- [63] n.n., „Fendt,“ 2017. [Online]. Available: <http://www.fendt.com/de/>. [Zugriff am 10 September 2017].

- 
- [64] n.n., „Michelin Luftdruckkalkulator,“ Michelin, 2017. [Online]. Available: [http://landwirtschaft.michelin.de/de/pressure\\_calculator/default](http://landwirtschaft.michelin.de/de/pressure_calculator/default). [Zugriff am 3 August 2017].
- [65] n.n., „John Deere Training - Ballast Calculator,“ 26 Mai 2016. [Online]. Available: [https://www.deere.com/en\\_US/industry/agriculture/learn\\_more/calculators/calculators\\_listing.page](https://www.deere.com/en_US/industry/agriculture/learn_more/calculators/calculators_listing.page). [Zugriff am 10 August 2017].
- [66] n.n., „Case IH - Weighting and Ballasting Calculator,“ 2015. [Online]. Available: <https://www.caseih.com/northamerica/en-us/service/resources/weighting-ballasting>. [Zugriff am 3 August 2017].
- [67] Hochschule für Agrar-, Forst und Lebensmittelwissenschaften, „Terranimo,“ Hochschule für Agrar-, Forst und Lebensmittelwissenschaften, [Online]. Available: <https://www.terranimo.world/CH/About.aspx>. [Zugriff am 23 August 2017].
- [68] n.n., „Michelin Luftdruckkalkulator App,“ Google Play-Store, 2017. [Online]. Available: <https://play.google.com/store/apps/details?id=com.michelin.agpressurecalculator&hl=de>. [Zugriff am 3 August 2017].
- [69] Meyer, L.; Noyer, P.: „Holistic Tractor Setup and Optimization System“ in *VDI-Berichte Nr. 2300*, VDI-Verlag, Düsseldorf 2017, pp. 185-190, ISBN: 978-3180923000.
- [70] Söhne, W.: „Die Kraftübertragung zwischen Schlepperreifen und Ackerboden“ in *Grundlagen der Landtechnik, Nr.3*, VDI-Verlag, Düsseldorf 1952, pp. 75-87; ISSN 0017-4920.
- [71] Lührs, H.: Wirkungsgraduntersuchungen an Ackerschlepperradreifen, ihre Bedeutung für den Schlepperkonstrukteur. Dissertation, Technische Universität München, München 1958.

- [72] Steiner, M.: Analyse, Synthese und Berechnungsmethoden der Triebkraft-Schlupf Kurve von Luftreifen auf nachgiebigen Boden. Dissertation, Technische Universität München, München 1979.
- [73] Steinkampf, H.: „Messung räumlich wirkender Kräfte zwischen Schlepper und Gerät“ in *Grundlagen der Landtechnik*, Bd. 21, Nr.3, VDI-Verlag, Düsseldorf 1971, pp. 71-76, ISSN 0017-4920.
- [74] Zoz, F. M.; Grisso, R. D.: Traction and Tractor Performance. Distinguished Lecture Series, Nr.27, 2003, ASAE.
- [75] Weißbach, M.: Landtechnische Untersuchungen zur Wirkung bodenschonender Fahrwerke an Schleppern und Arbeitsmaschinen mit unterschiedlichen Radlasten. Habilitation, Christian-Albrechts-Universität, Fakultät für Agrar- und Ernährungswissenschaft, Kiel, Logos Verlag, Berlin 2003, ISBN: 3832505180.
- [76] Rempfer, M.: Grundlagen der automatischen Reifendruckverstellung bei Traktoren. Dissertation, Technische Universität München, München, VDI Verlag, Düsseldorf 2003, VDI Fortschrittberichte, Reihe 14, Landtechnik/Lebensmitteltechnik, Nr. 111,, ISBN: 3183111144.
- [77] Adams, B. T.: „Modeling of Traction for Central Tire Inflation Systems“ in *ASAE Annual International Meeting*, ASAE, Tampa 2005.
- [78] Volk, L.: Entwicklung einer Reifendruckregelanlage für landwirtschaftliche Traktoren und Fahrzeuge. Abschlussbericht, Fachhochschule Südwestfalen, Soest 2005, Deutsche Bundesstiftung Umwelt, Osnabrück.
- [79] Wiley, J. C.; Turner, R. J.: Power Hop Instability of Tractors. Distinguished Lecture Series, Nr.32, 2008, ASABE.
- [80] Pohen, F.-H.: Entwicklung einer radgebundenen Reifendruckregelanlage für landwirtschaftliche Fahrzeuge. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Fakultät für Maschinenwesen, Shaker Verlag, Aachen 2009, ISBN: 978-3832287788.

- 
- [81] Pichlmaier, B.: Traktionsmanagement für Traktoren. Dissertation, Technische Universität München, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, München 2012.
- [82] Wettemann, P.: „Ackern mit weniger Diesel“ in *Neue Landwirtschaft*, München, dlV, April 2012, pp. 67-70.
- [83] Keil, S.: Dehnungsmessstreifen. 2. Auflage, Springer Fachmedien, Wiesbaden 2017, ISBN: 978-3658136123.
- [84] n.n., „EBE - sensors and motion,“ [Online]. Available: [http://www.ebe-gmbh.de/cont/de/ebe/pro/sensor/capaTec\\_nano/capaTec\\_nano\\_index.htm](http://www.ebe-gmbh.de/cont/de/ebe/pro/sensor/capaTec_nano/capaTec_nano_index.htm). [Zugriff am 1 Dezember 2017].
- [85] n.n., „Proplanta - Das Informationszentrum für die Landwirtschaft,“ 27 September 2009. [Online]. Available: [http://www.proplanta.de/Agrar-Nachrichten/Landtechnik/Agritechnica-2009-Fuenf-Goldmedaillen-und-28-Silbermedaillen-fuer-Neuheiten\\_article1254054458.html](http://www.proplanta.de/Agrar-Nachrichten/Landtechnik/Agritechnica-2009-Fuenf-Goldmedaillen-und-28-Silbermedaillen-fuer-Neuheiten_article1254054458.html). [Zugriff am 13 August 2017].
- [86] Frerichs, L.; Hanke, S.; Steinhaus, S.; Trösken, L.: „EKOtech - A holistic approach to reduce CO2 emissions of agricultural machinery in process chains“ in *9th AVL International Commercial Powertrain Conference*, AVL, Graz 2017, pp. 85-89.
- [87] Wieckhorst, J.; Fedde, T.; Frerichs, L.: „A Traction Field Test - Real Time Tire Soil Parameters of a Tractor in Tillage Applications“ in *VDI-Berichte Nr. 2300*, VDI-Verlag, Düsseldorf 2017, pp. 431-438, ISBN: 978-3180923000.
- [88] Göpel, W.; Hesse, J.; Zemel, N.; Boll, R.; Overshott, K. J.: Sensors - A Comprehensive Survey. Magnetic Sensors. 5. Auflage, Wiley-VCH, Weinheim 1989, ISBN: 9783527267712.

- 
- [89] Hering, E.; Schönfelder, G.: Sensoren in Wissenschaft und Technik - Funktionsweise und Einsatzgebiete. 1. Auflage, Springer Fachmedien, Wiesbaden 2012, ISBN: 978-3834801692.
- [90] n.n., „tam-sensors“, Torque and More, [Online]. Available: <http://www.tam-sensors.com/>. [Zugriff am 7 Mai 2017].
- [91] n.n., „NCTE“, Non Contact Torque Engineering, [Online]. Available: <http://www.ncte.de/>. [Zugriff am 7 Mai 2017].
- [92] Peeters, M.; Fedde, T.; Frerichs, L.: „Integrated Wheel Load Measurement for Tractors“ in *VDI-Berichte Nr. 2300*, VDI-Verlag, Düsseldorf 2017, pp. 423-430, ISBN: 978-3180923000.
- [93] Landesamt für Bergbau, Energie und Geologie (LBEG), „NIBIS Kartenserver“, [Online]. Available: <http://nibis.lbeg.de/cardomap3/>. [Zugriff am 10 Juli 2017].





## Anhang

### A. Eingangsparameter des empirischen Schreiber-Modells [3]

Parameter	Parameterwert			Formelzeichen
	0		1	
Bewuchs	Bearbeitet	Stoppelacker	Grünland	$k_{\text{Bewuchs}}$
Oberbodenfestigkeit	Locker		Verdichtet	$k_{\text{FestO}}$
Unterbodenfestigkeit	Locker		Verdichtet	$k_{\text{FestU}}$
Tongehalt	Sand		Ton	$k_{\text{Ton}}$
Bodenfeuchtegehalt	Trocken (5 %)		Nass (30 %)	$k_{\text{Feuchte}}$
Rollradius	Klein (0,5 m)		Groß (0,9 m)	$k_{\text{Radius}}$
Reifenbreite	Schmal (0,25 m)		Breit (0,8 m)	$k_{\text{Breite}}$
Reifendruck	Niedrig (0,5 bar)		Hoch (2,0 bar)	$k_{\text{Druck}}$

### B. Traktor-Technologiestufen gemäß Renius [9]

Technologiestufe	Leistung klein mittel (ca. 40-80 kW) groß	Fahrwerk nur Hinterradantrieb Allradantrieb opt. Allradantrieb standard	Dieselmotor 1 Zyl. 2 Zyl. 3 Zyl. 4 Zyl. 6 Zyl.	Schaltgetriebe sehr einfach einfach Teillastschaltung Vollastschaltung stufenlos	Zapfwelle 540 min <sup>-1</sup> 540 und 1000 min <sup>-1</sup> 3 oder 4 Drehzahlen	Hydraulik Heck-Kraft. (KH) Remote Control Heck- u. Front-KH Load Sensing	Kabine keine Kabine USV/Einfachkabine Komfortkabine	Elektronik nicht vorhanden etwas vorhanden sehr bedeutend
I	X	X	X X X	X	X	X	X	X
II	X X	X	X X X X	X	X	X X	X(X)	X(X)
III	X(X)	(X)X	(X)X X X	X	(X)X	X X X	X X	X(X)
IV	X X	X	X X	X X	X	X X X X	X	X
V	X X	X	X X	X	X	X X X X	X	X

## C. Technische Daten des Versuchstraktors

Hersteller Dieselmotor [-]	Deere Power Systems
Typ Dieselmotor [-]	Common-Rail-Einspritzung, Abgasturbolader und Ladeluftkühler
Anzahl Zylinder Dieselmotor [-]	4
Hubraum Dieselmotor [ccm]	4525
Nenndrehzahl Dieselmotor [1/min]	2200
Motornennleistung ECE R120 [kW]	116
Hersteller Getriebe [-]	CLAAS
Typ Getriebe [-]	Leistungsverzweigt mit Weitwinkelhydrostaten
Typ Zapfwelle	Motorzapfwelle
Drehzahlen Heckzapfwelle [1/min]	540 / 540 eco / 1000 / 1000 eco
Drehzahlen Frontzapfwelle [1/min]	540
Typ Hydraulik [-]	Load-Sensing mit Verstellpumpe
Maximaler Förderstrom [l/min]	110
Anzahl Steuerventile [-]	4
Power Beyond [-]	ja
Radstand [mm]	2564
Leergewicht [kg]	7810
Horizontaler Abstand Zugpendel zu Hinterachse [mm]	725
Vertikaler Abstand Zugpendel zu Hinterachse [mm]	-300
Horizontaler Abstand Fanghaken Heckhubwerk zu Hinterachse [mm] (waagerecht)	1165
Vertikaler Abstand Fanghaken Heckhubwerk zu Hinterachse [mm] (waagerecht)	-260
Horizontaler Abstand Fanghaken Fronthubwerk zu Hinterachse [mm]	4014
Achslastverteilung leer vorne/hinten [%]	48/52
Bereifung hinten [-]	Michelin MultiBib 650/65 R38
Bereifung vorne [-]	Michelin MultiBib 540/65 R28